



UNIVERSITAT POLITÈCNICA
DE CATALUNYA
BARCELONATECH



Escola Politècnica Superior
d'Enginyeria de Manresa

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Universitat Politècnica de Catalunya
Escola Politècnica Superior d'Enginyeria de Manresa

Estudi mitjançant CFD d'un bescanviador de calor

TREBALL FI DE GRAU

Grau en Enginyeria Mecànica

Autor: Gabriel Moreno Heras

Tutor: Jordi Vives Costa

Curs 2018-2019
Octubre del 2018

Agraïments

Vull agrair a la meva família tot el suport que m'han donat i en especial al meu avi per haver sigut un exemple i haver-me regalat una joia de cotxe.

També m'agradaria donar les gràcies al tutor del projecte per haver-me donat els consells i directrius necessàries per dur-lo a terme i a tots els professors de la UPC que m'han acompanyat al llarg d'aquests anys.

Resum

Quan es parla del funcionament i la mecànica d'un vehicle el primer que ens passa pel cap és el motor però, a part d'aquest hi ha un sistema que és de vital importància perquè el propulsor treballi sota les condicions adequades i sense patir falles. En efecte, es tracta del sistema refrigerant.

En aquest projecte ens centrarem en l'element clau, conegut com a bescanviador de calor, o simplement radiador. El sistema d'estudi serà d'un vehicle propi de mitjans dels noranta.

Per a comprendre com funciona el sistema, s'incorpora un resum de les físiques que intervenen en el problema i s'hi recullen explicacions i detalls sobre el funcionament dels sistemes de refrigeració moderns.

Més endavant s'hi troba una simulació d'entorn CFD guiada per passos i els càlculs realitzats per arribar a la conclusió final de si el radiador és capaç d'evacuar la totalitat de calor generada pel propulsor.

Abstract

When talking about a vehicle's functioning and mechanics, the first thing that comes into our mind is the engine, but besides there's another system of vital importance for the propeller to work under optimal conditions and without suffering any damage. Indeed, we are talking about the cooling system.

In this project we will focus on the key element, known as heat exchanger, or simply radiator. The system of study is based on an owned vehicle of the mid-nineties.

In order to comprehend how the system works, a summary of the physics involved in the problem is incorporated, as well as detailing and explanations about the operation of the modern cooling systems.

Further on, there is a CFD environment simulation guided by steps and all the calculations made so as to reach the final conclusion whether or not the radiator is able to evacuate the totality of heat generated by the engine.

Índex

Índex	3
Índex de figures	6
Nomenclatura	9
1 Introducció	11
1.1 Objectius	11
1.1.1 Objectius específics	11
1.2 Motivació	11
2 Base teòrica	13
2.1 Termodinàmica	13
2.1.1 Equilibri tèrmic	13
2.1.2 Calor	14
2.1.3 Calor específica	14
2.1.4 Transferència de calor	15
2.1.5 Resum	16
2.2 Procés de càlcul	17
2.2.1 Mètode de la LMDT	17
2.2.2 Mètode del NUT	20
3 Estat de l'art	22
3.1 Introducció al sistema de refrigeració de vehicles	22
3.2 Objectius i importància dels sistemes de refrigeració	23
3.3 Esquema de funcionament	24
3.4 Parts del sistema de refrigeració	25
3.4.1 Radiador	25
3.4.2 Bomba del refrigerant	26
3.4.3 Termòstat	27
3.4.4 Refrigerant	28
3.4.6 Vas d'expansió	29

3.4.7 Ventilador	30
3.5 Actualitat dels radiadors i sistemes refrigerants	31
3.6 Procés de disseny i selecció de radiador	34
4 Sistema d'estudi	36
5 Modelat 3D	39
6 Simulació en CFD "Computational Fluid Dynamics"	42
6.1 Preparar la geometria per l'estudi	43
6.2 Importar la geometria a l'entorn CFD	44
6.3 Assignació de material	45
6.4 Definir les condicions inicials i de contorn	46
6.5 Pre-mallat i ajust de la simulació	48
6.6 Anàlisi de resultats	51
7 Estudi Paramètric	53
7.1 Mètode de la LMDT	53
7.1.1 Caudal d'aire necessari	54
7.1.2 Velocitat interna del refrigerant que passa pels tubs	55
7.1.3 Àrea en contacte amb el refrigerant (A_{cr})	56
7.1.4 Àrea en contacte amb l'aire (A_{ca})	56
7.1.5 LMDT (Diferència de Temperatura mitjana logarítmica)	57
7.1.6 Càlcul d'U_0 Teòrica	58
7.1.7 Càlcul de coeficient de convecció de l'aire (h_{aire})	58
7.1.8 Càlcul de coeficient de convecció del refrigerant h_{ref}	61
7.1.9 Càlcul del coeficient de convecció global U_0 i de la capacitat refrigerant del sistema Q :	62
7.2 Comprovació amb el mètode NUT	64
7.3 Cas "Post-simulació"	66
7.3.1 Entrada del refrigerant a 120°C	66
7.3.2 Entrada del refrigerant a 90°C	67

8 Conclusions.....	68
8.1 Recomanacions	69
9 Dificultats al llarg del treball	70
10 Bibliografía	75
11 Annexes	77
11.1 Simulació amb el refrigerant a l'entrada a 120°C.....	77
11.2 Simulació amb el refrigerant a l'entrada a 90°C.....	87
11.2 Simulació: prototip de mida reduïda.....	94

Índex de figures

Figura 2.1 – Representació dels diferents tipus de transmissió tèrmica.....	15
Figura 2.2 – Factor de correcció F	19
Figura 2.3 – Coeficient d'eficiència ε	21
Figura 3.1 – Esquema de distribució d'energia d'un motor de combustió.....	22
Figura 3.2 – Motor refrigerat per aire.....	22
Figura 3.3 – Motor amb refrigeració líquida.....	23
Figura 3.4 – Esquema del sistema de refrigeració.....	25
Figura 3.5 – Estructura d'un radiador.....	26
Figura 3.6 – Bomba del refrigerant.....	26
Figura 3.7 – Funcionament del termòstat.....	27
Figura 3.8 – Diferents líquids refrigerants.....	28
Figura 3.9 – Diferents formes de distribució del flux.....	29
Figura 3.10 – Dipòsit de reserva del refrigerant.....	30
Figura 3.11 – Ventilador del radiador.....	30
Figura 3.12 – Doble ventilador.....	31
Figura 3.13 – Botó del sistema START-STOP.....	32
Figura 3.14 – Radiador Seat Ibiza 1.4 FSI 150 CV.....	33
Figura 3.15 – Prova a pista, terreny escarpat.....	35
Figura 4.1 – Vista exterior d'un E320 coupe de la sèrie W124, final restyling.....	36
Figura 4.2 – Detall de l'entrada d'aire davantera.....	36
Figura 4.3 – Detall del ventilador per l'aire condicionat.....	37
Figura 4.4 – Compartiment del motor amb detall del sistema refrigerant.....	37
Figura 4.5 – Detall de la carcassa i del ventilador viscos.....	38
Figura 5.1 – Geometria d'una fila d'aletes.....	39
Figura 5.2 – Tub del radiador.....	39
Figura 5.3 – Frontal de la malla del radiador.....	40
Figura 5.4 – Malla del radiador en perspectiva.....	40

Figura 5.5 – Volum del refrigerant.....	41
Figura 5.6 - Volum de l'aire o "caixa"	41
Figura 5.7 – Assemblatge final.....	41
Figura 6.1 – Logo i imatge característica de CFD 2018.....	42
Figura 6.2 – Arxius d'importació.....	44
Figura 6.3 – Interfície de SolidWorks amb accés directe a Autodesk CFD.....	44
Figura 6.4 – Geometria importada.....	45
Figura 6.5 – Materials ja seleccionats.....	45
Figura 6.6 – Editor de materials.....	46
Figura 6.7 – Entrada d'aire.....	46
Figura 6.8 – Entrada de refrigerant.....	47
Figura 6.9 – Sortida d'aire.....	47
Figura 6.10 – Sortida del refrigerant.....	47
Figura 6-11 – Assignació de la temperatura inicial de l'aire.....	48
Figura 6.12 – Pre-mallat establert.....	49
Figura 6.13 – Configuració de la simulació.....	49
Figura 6.14 – Configuració de la pestanya de físiques de la simulació.....	50
Figura 6.15 – Gràfica de convergència.....	51
Figura 6.16 – Distribució de temperatures del refrigerant a la sortida.....	52
Figura 7.1 – Condicions inicials.....	54
Figura 7.2 – Secció d'un tub del radiador (en mm).....	55
Figura 7.3 – Secció i àrea d'una aleta (en mm).....	57
Figura 9.1 – Geometria perfecte dibuixada en SolidWorks.....	72
Figura 9.2 – Diversos exemples de problemes de renderitzat.....	72
Figura 9.3 – Requisits de Hardware recomanats per Autodesk CFD 2018.....	74
Figures 11.1 a 11.38 – Resultats de la simulació amb el refrigerant a 120º.....	77 – 86
Figures 11.39 a 11.66 – Resultats de la simulació amb el refrigerant a 90º.....	87 – 94
Figura 11.67 – Geometria i materials assignats al prototip.....	94
Figura 11.68 – Distribució de temperatura de l'aire.....	95
Figura 11.69 – Distribució de temperatura de l'alumini.....	95

Figura 11.70 – Distribució de temperatures de l'alumini i l'aire.....95

Figura 11.71 – Distribució de temperatures de l'alumini, l'aire i el refrigerant.....95

Nomenclatura

CFD : Computational Fluid Dynamics

ECU: Engine Control Unit

m: massa

\dot{m} : flux màssic

V: volum

ρ : densitat

p: pressió

T o t: temperatura

Q: energia calorífica

\dot{Q} : potència calorífica

C_p : calor específica

Ti: temperatura inicial

Tf: temperatura final

h: coeficient de convecció

A: àrea

P: potència

LMDT: Logarithmic Mean Differential Temperature

$F(P, R)$: coeficient de correcció de la LMDT

D_h : diàmetre hidràulic

ΔT : increment de temperatura

Re: número de Reynolds

Nu: número de Nusselt

λ : coeficient de conductivitat

U_0 : coeficient global de convecció

C: coeficient de capacitat del fluid

NTU: Number of Transfer Units

ε : coeficient d'eficiència

FSI: Fuel Stratified Injection

CV: cavalls de vapor

rpm: revolucions per minut

3D: 3 Dimensions

FEM: Mètode dels Elements Finites

S_{rad} : Secció lliure de pas del radiador

v: velocitat

S: secció

μ : viscositat dinàmica

Pr: Número de Prandtl

f: coeficient de fricció

B/A: base partit per altura

e: espessor

Ri: refrigerant inlet

1 Introducció

1.1 Objectius

El present projecte pretén estudiar un bescanviador de calor, concretament el radiador del sistema de refrigeració d'un automòbil dels noranta, segons mètodes numèrics i mitjançant una simulació amb un programa d'entorn CFD com a suport dels càlculs.

Posteriorment, s'hauran de contrastar els valors obtinguts per comprovar l'efectivitat del radiador i determinar la seva validesa.

1.1.1 Objectius específics

- Determinar si el radiador té les mesures correctes.
- Assegurar que el radiador és capaç d'extreure tota la calor que genera el grup propulsor.
- Comprovar que mai es superin les temperatures màximes de sortida dels fluids.

1.2 Motivació

Des de ben petit sempre havia tingut una afinitat especial pels automòbils i la informàtica. No sabia perquè, però no podia parar de remenar botons i era un jugador habitual de grans clàssics com Grand Prix Legends o la sèrie Gran Turismo. No va ser fins a finals de batxillerat però, que em vaig decantar finalment pel món de l'enginyeria després d'haver passat uns quants anys provant simuladors de conducció, fet que em va fer fixar-me en el món de l'automoció i la maquinària.

Quan per fi em trec el carnet de conduir, un familiar proper em cedeix el seu anterior vehicle usat, el qual aprecio molt degut a que ha demostrat ser una màquina molt fiable i resistent al pas del temps, còmode i de la qual se'n pot gaudir més del que sembla a primera vista. Per a mi, això és exactament el que significa fer un bon treball d'enginyeria.

El fet que em porta a voler conèixer més sobre els sistemes de refrigeració dels automòbils és el fet de patir una averia greu i costosa al meu vehicle personal, que serà precisament el fruit d'estudi d'aquest treball.

Concretament, la centralita (ECU) va experimentar una sobretensió degut a un curtcircuit per contacte directe entre els cables d'alta tensió de les bugies i va quedar inservible, amb la consegüent aturada del motor. Això va ocórrer degut a que el material aïllant dels cables escollit pel fabricant no va ser el més indicat, doncs es tractava de plàstics ecològics que són susceptibles de sofrir degradació amb el pas del temps i les altes temperatures i, després de 24 anys no van ser capaços de resistir més.

Un any abans de l'averia catastròfica, també vaig patir la pèrdua del ventilador viscós degut a que el fluid dens de l'embragatge ja no era capaç de transmetre potència i el motor va patir algun lleu sobreescalfament, sense superar els 105°C de temperatura a l'entrada del refrigerant. El problema només es feia visible quan el vehicle restava estacionat a ralenti o circulava a baixa velocitat, doncs no passava flux d'aire a través del radiador. Aquest fet, molt possiblement va accelerar la degradació dels cables i va desembocar finalment en l'averia descrita anteriorment abans de poder assabentar-me de la problemàtica amb els cables de d'aquesta sèrie de models, doncs pel que sembla és famosa a internet.

La reparació va consistir en canviar tot el sistema elèctric del motor i, sortosament, va ser possible reparar la centralita, doncs un recanvi nou costa 2.000 € a la casa oficial. Tot aquest problema va suposar una gran quantitat d'hores de treball i una factura de tres zeros del taller mecànic.

A part d'això, el motor superior al meu model, el 320 de 6 cilindres en línia, també és famós de patir sobreescalfaments encara que el sistema refrigerant funcioni correctament, doncs peca de fallides a la junta de culata o fins i tot de culata per la zona de l'últim pistó. Sospito que aquest fet podria ser degut a la forma en que el refrigerant es distribueix al llarg del bloc, propiciant majors temperatures al sisè pistó.

De fet, sense anar més lluny, el meu motor té una petita fissura a la junta de culata des de fa anys, però només comporta una petita pèrdua d'oli molt puntual.

En resum, la passió per l'automoció, la motivació per descobrir nous coneixements i tots els successos anteriorment descrits han sigut els precursors de l'actual estudi.

2 Base teòrica

Per tal de comprendre els càlculs i procediments de l'estudi, primer haurem de conèixer els principis de la física i les ciències que en guarden relació.

2.1 Termodinàmica

La termodinàmica és la branca de la física que descriu els estats d'equilibri termodinàmic a nivell macroscòpic.

Es diu que un sistema es troba en estat d'equilibri termodinàmic, si és incapaç d'experimentar espontàniament algun canvi d'estat o procés termodinàmic quan està sotmès a unes determinades condicions de contorn. Per a això ha de trobar-se simultàniament en equilibri tèrmic, equilibri mecànic i equilibri químic.

Principi zero de la termodinàmica : En paraules simples: «Si es posa un objecte amb certa temperatura en contacte amb un altre a una temperatura diferent, tots dos intercanvien calor fins que les seves temperatures s'igualen».

2.1.1 Equilibri tèrmic

Tota substància per sobre dels 0 kelvin (-273,15 ° C) emet calor. Si dues substàncies en contacte es troben a diferent temperatura, una d'elles emetrà més calor i escalfarà a la més freda. L'equilibri tèrmic s'aconsegueix quan ambdues emeten, i reben la mateixa quantitat de calor, el que iguala la seva temperatura.

Les variables que tenen relació amb l'estat intern d'un sistema s'anomenen variables termodinàmiques i entre elles les més importants en l'estudi de la termodinàmica són:

- La massa (m): és una magnitud que expressa la quantitat de matèria d'un cos. La unitat utilitzada per mesurar la massa en el SI és el quilogram (Kg).
- El volum (V): és una magnitud mètrica de tipus escalar definida com l'extensió en tres dimensions d'una regió de l'espai. La unitat de mesura de volum en el SI és el metre cúbic. Per mesurar la capacitat s'utilitza el litre.
- La densitat (ρ): és una magnitud escalar referida a la quantitat de massa en un determinat volum d'una substància.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.1)$$

- La pressió (p): és una magnitud física que mesura la projecció de la força en direcció perpendicular per unitat de superfície.

En el Sistema Internacional d'Unitats la pressió es mesura en una unitat derivada que s'anomena pascal (Pa) que és equivalent a una força total d'un newton (N) actuant uniformement en un metre quadrat (m^2).

- La temperatura (t): es defineix com una magnitud escalar relacionada amb l'energia interna d'un sistema termodinàmic. En el SI la unitat de temperatura és el kelvin (K).

2.1.2 Calor

S'anomena calor a l'energia en trànsit (Q) que es reconeix només quan es creua la frontera d'un sistema termodinàmic. Un cop dins del sistema, o als voltants, si la transferència és de dins cap a fora, la calor transferida es torna part de l'energia interna del sistema o dels voltants, segons el cas. El terme calor, per tant, s'ha de d'entendre com a transferència de calor i només passa quan hi ha diferència de temperatura i en direcció de major a menor. D'això es dedueix que no hi ha transferència de calor entre dos sistemes que es troben a la mateixa temperatura.

2.1.3 Calor específica

La calor específica és un paràmetre que depèn del material i relaciona la calor que es proporciona a una massa determinada d'una substància amb el seu increment de temperatura:

$$Q = m C_p (T_i - T_f) \quad (2.2)$$

Q és la calor aportada al sistema, m és la massa del sistema, c és la calor específica del sistema amb unitats $J/(kg \cdot K)$ i T_i i T_f són les temperatures inicial i final del sistema respectivament.

2.1.4 Transferència de calor

En general, s'admeten tres formes diferents de transmetre la calor: per conducció, per convecció i per radiació. En aquest treball prendrem en compte la conducció i la convecció.



Figura 2.1 – Representació dels diferents tipus de transmissió tèrmica

2.1.4.1 Conducció tèrmica

Sempre que hi ha un gradient de temperatura en un medi sòlid, la calor flueix des de la regió o cos amb més temperatura a la regió o cos amb menor temperatura.

És un procés de transmissió de calor basat en el contacte directe entre els cossos, sense intercanvi de matèria, pel que la calor flueix des d'un cos de major temperatura a un altre de menor temperatura que està en contacte amb el primer. Aquest fenomen també ocorre dins d'un mateix cos, on la calor flueix des de la regió més calenta a la més freda. La propietat física dels materials que determina la seva capacitat per conduir la calor és la conductivitat tèrmica. La propietat inversa de la conductivitat tèrmica és la resistivitat tèrmica, que és la capacitat de els materials per oposar-se al pas de la calor.

2.1.4.2 Convecció tèrmica

Es caracteritza perquè es produeix per mitjà d'un fluid (líquid, gas o plasma) que transporta la calor entre zones amb diferents temperatures. La convecció es produeix únicament per mitjà de materials, l'evaporació de l'aigua o fluids. La convecció en si és el transport de calor per mitjà del moviment dels fluids.

La transferència de calor implica el transport de calor en un volum i la barreja d'elements macroscòpics de porcions calentes i fredes d'un gas o un líquid. Inclou també l'intercanvi d'energia entre una superfície sòlida i un fluid estacionari (convecció natural) o impulsat per mitjà d'una bomba, un ventilador o un altre dispositiu mecànic (convecció forçada).

La transferència de calor per convecció s'expressa amb la Llei del refredament de Newton:

$$\frac{dQ}{dt} = hA_s(T_s - T_{inf}) \quad (2.3)$$

h és el coeficient de convecció expressat en $W/m^2\text{°C}$, A_s és l'àrea del cos en contacte amb el fluid, T_s és la temperatura en la superfície del cos, T_{inf} és la temperatura del fluid lluny del cos.

2.1.5 Resum

El nostre problema es centra fonamentalment en el principi zero de la termodinàmica i l'equilibri tèrmic, o més aviat en el desequilibri tèrmic, ja que entren en joc dos fluids a temperatures diferents, això és el que promourà la transferència de calor.

El nostre radiador buscarà l'equilibri tèrmic, o sigui, intentarà igualar la temperatura de l'aire i de l'aigua a través de la conducció i la convecció i aprofitarem aquest efecte per eliminar el sobrant d'energia tèrmica generada pel motor.

En el nostre cas el refrigerant dels tubs, que estarà calent, al entrar en contacte amb el metall dels tubs escalfarà per convecció el metall del radiador, aquest per conducció escalfarà les aletes, i quan l'aire exterior passi a través d'aquestes les refredarà. Per tant, l'aigua cedirà energia a l'aire i es refredarà, mentre que l'aire sortirà a major temperatura perquè rebrà energia calorífica.

Al cap d'un temps s'arribarà al punt d'equilibri, on el metall del radiador estarà a temperatura estable, i les temperatures dels dos fluids a la sortida seran fixes, sempre i quan no variïn les condicions de contorn.

2.2 Procés de càlcul

Per definir l'estudi paramètric considerarem la pitjor situació possible, on el motor estarà donant el màxim de potència, generant la màxima calor, i les temperatures d'entrada del refrigerant i de sortida de l'aire seran les màximes permeses.

2.2.1 Mètode de la LMDT

Els passos a seguir per resoldre el problema seran:

1 - Trobar la quantitat de calor que ha d'evacuar el radiador amb la fórmula:

$$\dot{Q}(\text{watt}) = 482.11 \times P(\text{cv}) \quad (2.4)$$

Seria ideal conèixer el valor real de calor, però en cas de no tenir-lo és una bona aproximació.

2 - Trobar els caudals i les velocitats de l'aire i el refrigerant quan passen a través del radiador utilitzant la fórmula:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad (2.5)$$

\dot{Q} serà la quantitat de calor transferida per segon en W, \dot{m} el caudal màssic, C_p és la calor específica del fluid en J/Kg·K i ΔT és la diferència de temperatures entre l'entrada i la sortida.

Hem de tenir en compte que la calor intercanviada per la banda de l'aire ha de ser igual a la de la banda de l'aigua, en altres paraules, l'aigua ha de cedir la mateixa quantitat d'energia calorífica com rep l'aire, per tant:

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = \dot{Q}_{\text{ref}} \quad (2.6)$$

3 - Trobar l'àrea de contacte amb l'aire i el refrigerant, A_{ca} i A_{cr} respectivament.

4 - Calcular la LMDT (diferència de temperatura mitja logarítmica) segons:

$$LMDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (2.7)$$

ΔT_a serà la diferència de temperatura entre el refrigerant a l'entrada (calent) i l'aire a la sortida (calent) i ΔT_b , de forma contrària, la diferència entre el refrigerant a la sortida (fred) i l'aire a l'entrada (fred), tot en °C.

5 - Trobar els coeficients de convecció de l'aire i de l'aigua.

Per fer-ho s'haurà de calcular primer el diàmetre hidràulic D_h i després el número de Reynolds.

Segons el nombre de Reynolds que obtenim, el número de Nusselt (Nu) variarà:

- Si $Re < 2100$, estarem en règim laminar i Nu està tabulat.
- Si $2100 < Re < 3000$ estarem en règim de transició i haurem de fer una mitja de Nu entre el règim laminar i el turbulent.
- Si $Re > 3000$, estarem en règim turbulent.

Calcularem Nu amb la correlació de Gnielinski per un Reynolds entre 3000 i 4000.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (2.8)$$

Per sobre d'un Reynolds de 4000 utilitzarem la correlació de Pethukov & Kirilov.

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1,07+900/Re-0,63/(1+10Pr)+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (2.9)$$

En ambdós casos haurem de trobar el número de Prandtl del fluid en qüestió i el coeficient de fricció (f).

El coeficient de convecció h (W/m²·K) el trobarem amb la fórmula:

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} \quad (2.10)$$

Nu és el número de Nusselt, λ és el coeficient de conductivitat tèrmica del fluid (W/m·K) i D_h és el diàmetre hidràulic.

6 – Trobar el coeficient global de convecció del radiador segons:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_{href}} + \frac{A_{cr}}{h_{aire} \cdot A_{ca}} + \frac{e}{\lambda_{alu}}} \quad (2.11)$$

h_{href} és el coeficient de convecció del refrigerant (W/m·K), A_{cr} l'àrea en contacte amb el refrigerant (m²), h_{aire} és el coeficient de convecció de l'aire (W/m·K), A_{ca} és l'àrea en contacte amb l'aire (m²), e és l'espessor del material (m) i λ és la conductivitat del material (W/m·K).

7 – Finalment, trobarem la potència calorífica del radiador segons:

$$\dot{Q} = F(P, R) \cdot U_0 \cdot A_{ca} \cdot LMDT \quad (2.12)$$

$F(P, R)$ és el coeficient de correcció, U_0 és el coeficient global de convecció, A_{ca} és l'àrea de contacte amb l'aire i $LMDT$ és la diferència logarítmica mitjana de temperatura.

$F(P, R)$ és el factor de correcció del coeficient global de convecció U_0 . S'extreu de la gràfica i aquesta varia segons el tipus de radiador. Només cal introduir les temperatures d'entrada i sortida dels fluids a les fórmules P i R i trobar el coeficient F.

"T" correspon al líquid refrigerant i "t" a l'aire, "1" per entrada i "2" per sortida.

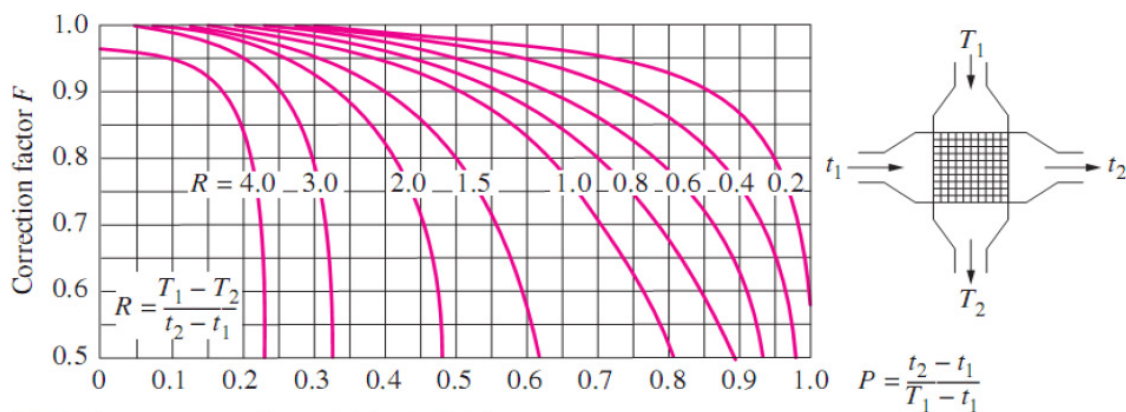


Figura 2.2 – Factor de correcció F per un intercanviador de flux creuat i d'un sol pas sense cap fluid mesclat

2.2.2 Mètode del NUT

Per realitzar la comprovació amb el mètode del nombre de les unitats de transferència caldrà:

1 – Trobar els coeficients de capacitat per als dos fluids C_{aire} i C_{ref} com:

$$C = (\dot{m} \cdot c_p) \quad (2.13)$$

\dot{m} és el caudal màssic (Kg/s) i c_p el calor específic del fluid (J/Kg·K).

$C_{màx}$ serà el major i $C_{mín}$ el menor.

2 – Trobar el nombre d'unitats de transferència amb la fórmula:

$$NTU = \frac{A_{ca} \cdot U_0}{C_{min}} \quad (2.14)$$

A_{ca} és l'àrea en contacte amb l'aire, U_0 és el coeficient global de transferència i C_{min} és el coeficient de capacitat mínim.

3 – Calcular la relació entre capacitats tèrmiques:

$$C = \frac{C_{mín}}{C_{màx}} \quad (2.15)$$

4 – Calcular el coeficient d'eficiència ε segons:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{\exp(-NTU \cdot C \cdot NTU^{-0,22}) - 1}{C \cdot NTU^{-0,22}} \right] \quad (2.16)$$

El coeficient ε també pot ser trobat amb la gràfica:

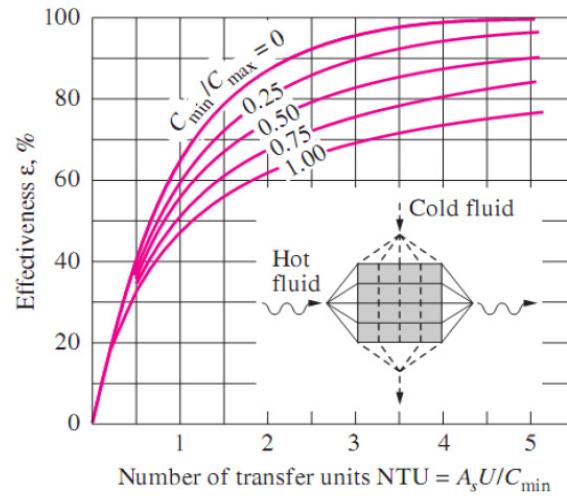


Figura 2.3 – Coeficient d'eficiència ε per un bescanviador de flux creuat d'un sol pas amb cap fluid mesclat

5 – Trobar els valors de capacitat tèrmica del radiador i temperatures de sortida d'ambdós fluids amb les equacions següents:

$$\dot{Q} = C_{min} \cdot (T_{ref\ ent} - T_{aire\ ent}) \cdot \varepsilon \quad (2.17)$$

$$T_{ref\ sort} = T_{ref\ ent} - \varepsilon \cdot (C_{min}/C_{ref}) \cdot (T_{ref\ ent} - T_{aire\ ent}) \quad (2.18)$$

$$T_{aire\ sort} = T_{aire\ ent} + \varepsilon \cdot (C_{min}/C_{aire}) \cdot (T_{ref\ ent} - T_{aire\ ent}) \quad (2.19)$$

3 Estat de l'art

3.1 Introducció al sistema de refrigeració de vehicles

Els motors d'explosió que porten la major part dels vehicles generen gran quantitat de calor que cal dissipar.

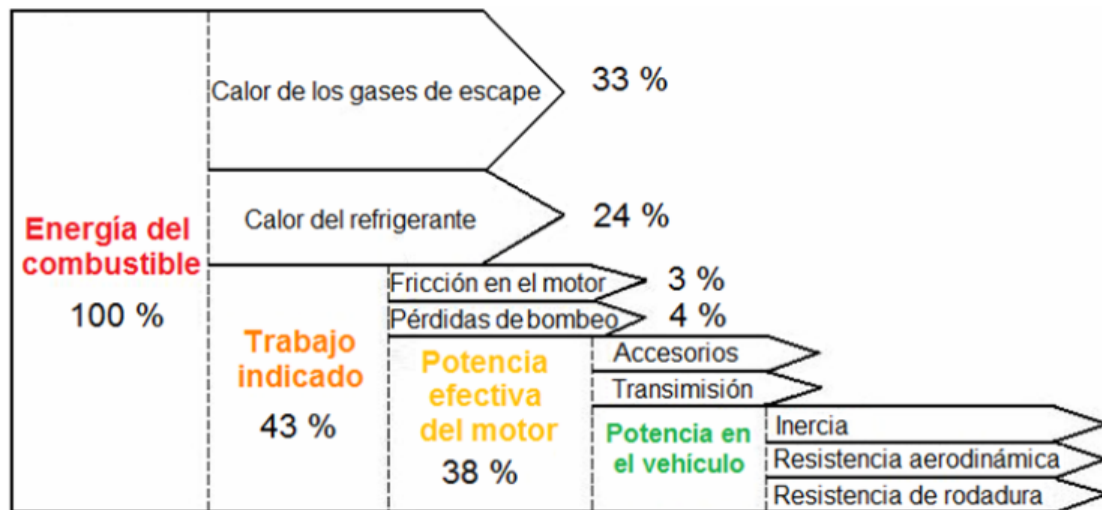


Figura 3.1 – Esquema de distribució d'energia d'un motor de combustió

Si són motors poc potents o de petita cilindrada és possible que mitjançant únicament refrigeració per aire fos suficient per evacuar la calor del motor. Usualment, s'incorporen un munt d'aletes de grans dimensions a les zones més properes al focus de generació de calor per així guanyar més capacitat de convecció amb l'aire. Aquest mètode és freqüentment utilitzat en motocicletes.



Figura 3.2 – Motor refrigerat per aire

Però gairebé la totalitat dels motors moderns en els automòbils i moltes de les motocicletes de més cilindrada, degut a que compten amb motors que generen potències més elevades, estan equipats amb un circuit de refrigeració líquida, el component fonamental del qual és el radiador.

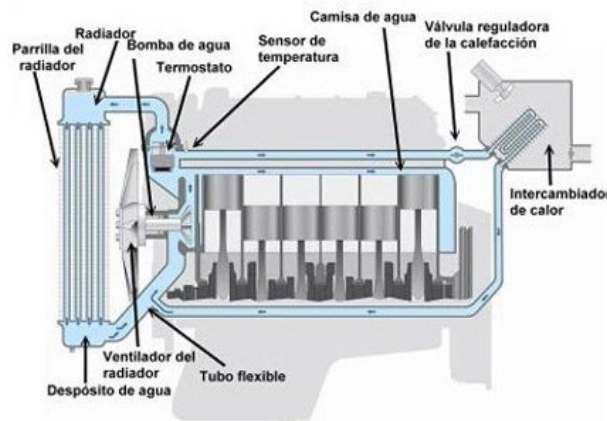


Figura 3.3 – Motor amb refrigeració líquida

3.2 Objectius i importància dels sistemes de refrigeració

La finalitat del sistema refrigerant serà principalment:

- Reduir la temperatura dins de rangs segurs d'operació per als diferents components, tant exteriors com interiors del motor
- Disminuir el desgast de les parts
- Mantenir una temperatura òptima per obtenir el millor rendiment del motor

Els sistemes de refredament moderns estan dissenyats per mantenir una temperatura homogènia entre 82 ° i 113 ° C.

Un sistema que no compleixi els requisits que s'exigeixen pot produir els següents efectes:

- Desgast prematur de parts per sobreescalfament, especialment en el pistó amb la paret del cilindre
- Pre-ignició i detonació
- Dany a components del motor o accessoris (radiador, bomba d'aigua, junta de culata, culata del motor o el propi bloc, bieles, cilindres, etc.)
- Corrosió de parts internes del motor

- Entrada de refrigerant a les cambres de combustió
- Fuites de refrigerant contaminant l'oli lubricant
- Evaporació del lubricant
- Formació de pel·lícules indesitjables sobre elements que transfereixen calor com els tubs del radiador
- Sobre-consum de combustible
- Formació de fangs per baixa o alta temperatura en l'oli lubricant

Per tot això és important conèixer com treballa el sistema de refrigeració, les característiques que ha de tenir un bon refrigerant o "anticongelant" i les accions que poden afectar de manera negativa al refredament del motor.

3.3 Esquema de funcionament

Una vegada s'encén el motor una corretja acoblada a la politja del cigonyal mou la politja de la bomba d'aigua, aquesta provoca el moviment del líquid refrigerant del motor cap al radiador, en ell es fa passar un corrent d'aire mogut pel ventilador cap al líquid refrigerant, el que li permet baixar la seva temperatura i, a través d'uns conductes, aquest líquid retorna cap al motor per tornar a iniciar el cicle.

El líquid que entra al motor absorbeix part de la calor generada a la cambra de combustió extraient-la de la part superior del cilindre, de les vàlvules d'admissió i d'escapament, i del mateix cilindre a través de les camises que l'envolten i que formen part del bloc motor. Aquest líquid calent és impulsat per la bomba d'aigua i enviat cap al radiador, passant pel termòstat conclouent així el cicle. Quan el motor està per sota de la temperatura d'operació, el termòstat bloqueja el flux d'aigua cap al radiador, circulant aquest només per les camises d'aigua per elevar la temperatura de manera homogènia fins a un nivell òptim. En dies freds el termòstat permet tot just la circulació de refrigerant suficient mitjançant el radiador per eliminar l'excés de calor y mantenir una temperatura adequada en el motor. En dies calorosos és probable que el termòstat estigui obert completament.

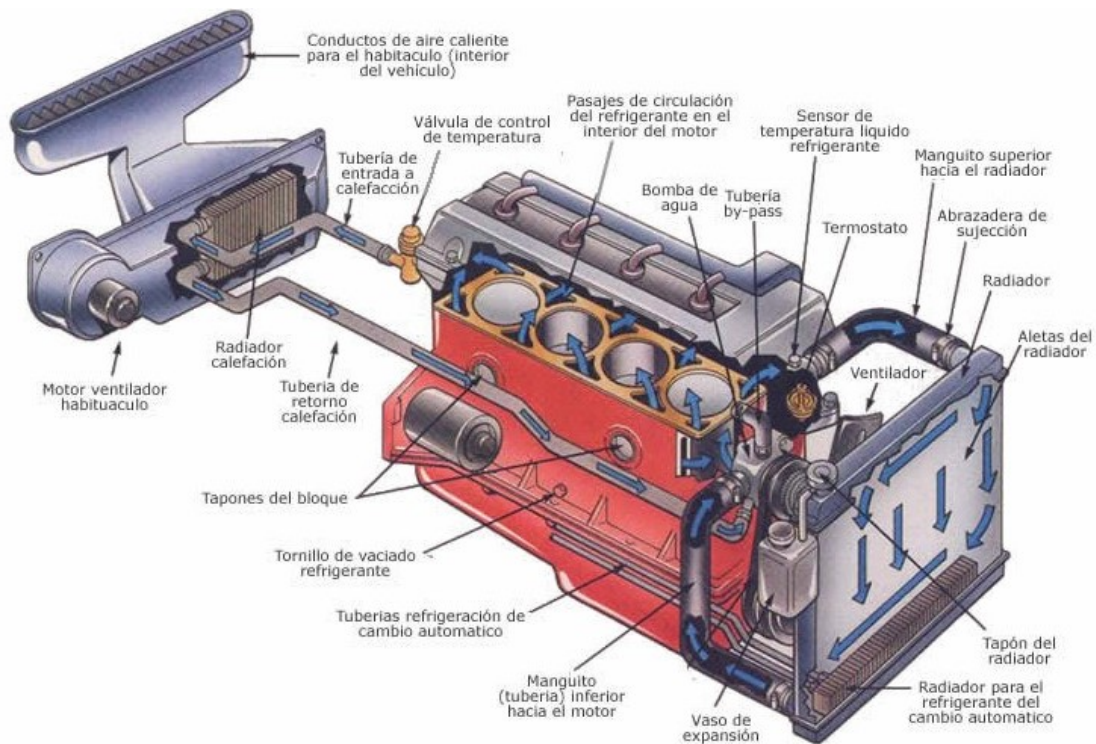


Figura 3.4 – Esquema del sistema de refrigeració

3.4 Parts del sistema de refrigeració

3.4.1 Radiador

El radiador és l'encarregat de dur a terme la transferència de calor entre l'aire exterior i el líquid refrigerant. Gràcies a la gran quantitat d'aletes que incorpora té una gran superfície de contacte amb l'aire, fet que li permet intercanviar una quantitat elevada de calor amb refrigerant que circula pels tubs.

Habitualment el trobarem a la part frontal del vehicle per aprofitar la proximitat amb l'aire exterior fred.

Solen estar fabricats amb metalls lleugers com l'alumini, el llautó o el coure i l'espessor del material és de dècimes de mil·límetre per aconseguir la millor capacitat de transferència de calor.

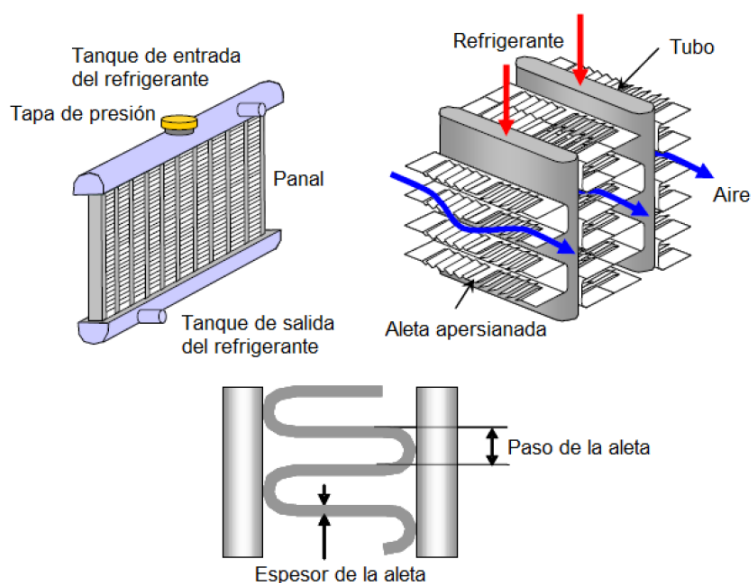


Figura 3.5 – Estructura d'un radiador

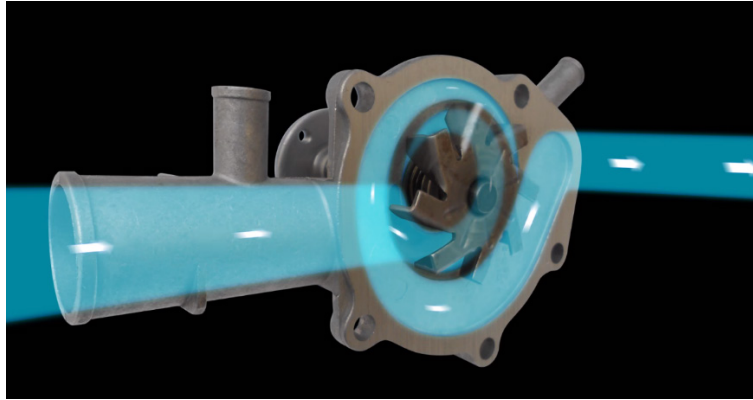
Compta amb dos dipòsits, que poden estar als laterals o bé a sobre i sota de la malla central. En un dels dipòsits s'incorpora la tapa del radiador que regula la pressió del sistema perquè no excedeixi els límits.

A la part superior hi ha el tub d'admissió que porta el refrigerant calent provinent del motor i a la sortida inferior s'hi connecta el tub que portarà el refrigerant fred cap a la bomba del refrigerant per tornar a entrar al motor.

3.4.2 Bomba del refrigerant

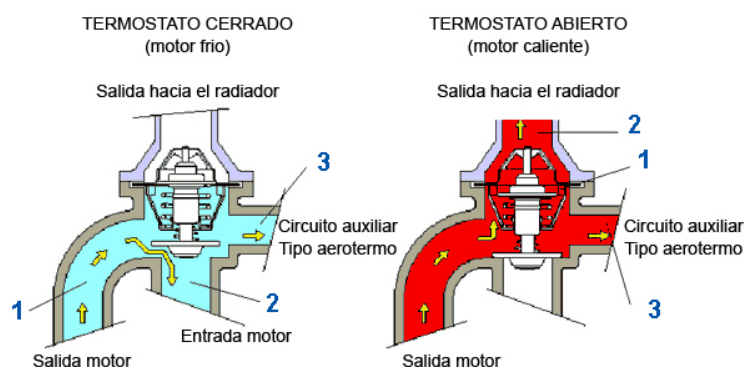
La bomba d'aigua és l'encarregada de fer circular l'aigua per tot el circuit. En molts casos les bombes poden fer-se malbé i perdre refrigerant, per la qual cosa convé comprovar que no tinguin fuites. Quan la bomba de refrigerant és accionada per la corretja de distribució és aconsellable canviar-la amb cada canvi de corretja per evitar mals majors. Si són accionades per la corretja auxiliar no la canviarem fins que no tingui símptomes evidents de problemes.

També es pot donar el cas que les paletes de la bomba es vagin deteriorant, per cavitació per exemple, fins al punt que exteriorment semblin estar bé però realment gairebé no impulsin el refrigerant. Això és molt habitual en bombes d'aigua amb paletes de plàstic.

**Figura 3.6** – Bomba del refrigerant

3.4.3 Termòstat

El termòstat és un altre element de vital importància. Els motors han de funcionar a una temperatura determinada i per a assegurar-se que l'aigua estigui a la temperatura correcta trobem el termòstat. Aquest bloqueja o obre el pas d'aigua del bloc motor al radiador segons conveniència. Si un termòstat es deteriora normalment queda en posició oberta. Notaríem que al motor li costa molt agafar temperatura i que el ralentí està més alt. El motor estarà generalment funcionant en fred i el consum de combustible serà clarament superior, a més que al no aconseguir la temperatura de servei, els desgastos interns del motor també seran més grans.

**Figura 3.7** – Funcionament del termòstat

3.4.4 Refrigerant

Per complir amb la seva missió, el sistema compta amb el refrigerant que és la substància encarregada de transferir la calor cap al aire del medi ambient, i ha de tenir les següents característiques:

- Mantenir el refrigerant en estat líquid evitant la seva evaporació o congelació. Això s'aconsegueix canviant el punt de congelació i d'evaporació de la substància refrigerant.
- Evitar la corrosió, tant del motor com del sistema refrigerant.
- Tenir una gran capacitat per intercanviar calor.

La base de gairebé tots els anticongelants és l'etilenglicol o el propilenglicol. La major part dels fabricants recomanen una barreja de 50% d'anticongelant i aigua.



Figura 3.8 – Diferents líquids refrigerants

3.4.4.1 Distribució del refrigerant a través del bloc

Cal fer una menció especial a la manera en que el refrigerant travessa el motor.

En el bloc i la culata existeixen unes cavitats anomenades “camises” que defineixen el recorregut per on passarà el líquid refrigerant. Depenent del disseny establert, hi ha blocs on el refrigerant fred entra “en sèrie” per la camisa del primer pistó i va passant consecutivament cap a la resta i després puja cap a la culata per refredar les vàlvules.

Aquesta configuració podria ser susceptible de generar diferències de temperatura en diferents punts del motor. Existeixen altres distribucions, com per exemple la de flux en paral·lel o la de flux creuat.

Per decidir quina és la més adequada cal fer proves i estudis dels motors per determinar quines configuracions permeten un funcionament amb temperatures majoritàriament igualades a totes les zones del motor.

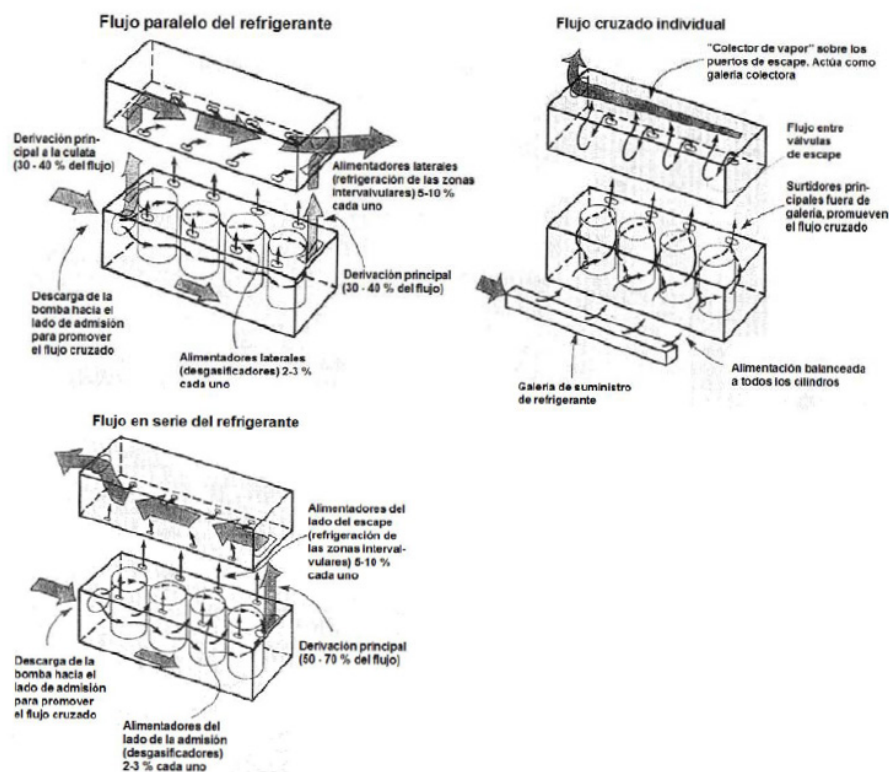


Figura 3.9 – Diferents formes de distribució del flux a través de les camises de refredament del motor

3.4.6 Vas d'expansió

Alguns radiadors no porten tapa de pressió i tenen dipòsits més petits, és per això que s'incorpora al sistema un dipòsit que serveix com a reserva de refrigerant en cas de fuga. El dipòsit incorpora la tapa de pressió que permet l'intercanvi d'aire amb l'exterior per evitar sobrepressions o pressions negatives, que poden ser catastròfiques per alguns elements, com la bomba de l'aigua o el propi radiador.



Figura 3.10 – Dipòsit de reserva del refrigerant

3.4.7 Ventilador

Com a complement del sistema de refrigeració, hi ha un ventilador que fa circular l'aire pel radiador per augmentar l'efecte de la convecció. Antigament, el ventilador es movia per mitjà d'una corretja engranada mitjançant una politja, a l'eix del grup motor. Actualment solen tenir un petit motor elèctric, manat per un termòstat que el posa en marxa només quan el caloportador del circuit supera certa temperatura. Amb això s'aconsegueix que el motor funcioni des de molt aviat a la temperatura adequada i, a més, que la calefacció de l'habitacle, a l'hivern, funcioni molt abans.



Figura 3.11 – Ventilador del radiador

3.5 Actualitat dels radiadors i sistemes refrigerants

Avui en dia els fabricants d'automòbils estan posant els seus esforços en crear vehicles cada vegada més ecològics i respectuosos amb el medi ambient. No només lluiten per crear màquines eficients i segures, sinó que també han de ser capaços de fabricar a preus competitius i obtenir el menor consum possible de combustible.

L'ús de l'electrònica i de nombrosos sensors fa que es pugui tenir un control molt elevat sobre el sistema refrigerant; fet que possibilita una gran estabilitat en les temperatures dels sistemes del motor, seguit d'un estalvi econòmic ja que sempre es busquen les temperatures òptimes de funcionament i només s'utilitza l'energia estrictament necessària en cada moment.

La bomba de l'aigua i els ventiladors (un o doble depenent del cabal d'aire requerit a baixes velocitats) són accionats elèctricament. La centraleta els controla a voluntat seguint les instruccions dels dissenyadors per estalviar energia.



Figura 3.12 – Doble ventilador

En el cas de la bomba, aquesta varia el cabal de l'aigua segons la situació; si no es necessita refredar el refrigerant, quan el motor està fred, el cabal és el mínim, per exemple.

També es busca tenir un número de Reynolds baix dins dels tubs, fet que s'aconsegueix amb una velocitat baixa del refrigerant i un diàmetre hidràulic petit del tub. Per això els tubs són nombrosos i aplanats amb seccions petites.

Una velocitat baixa del refrigerant es tradueix en una baixa pèrdua de càrrega als tubs del circuit, i per tant, la bomba ha de fer menys treball, que es tradueix en un estalvi de combustible.

Pels ventiladors vindria essent el mateix i únicament s'accionarien una vegada sobrepassada certa temperatura del circuit fixada pels dissenyadors i en el cas de circular a velocitats baixes o en parada, ja que quan el vehicle està en moviment i assolix certa velocitat ja s'obté el caudal d'aire necessari perquè el radiador funcioni correctament.

És possible, però, que els ventiladors romanguin encesos encara que el motor estigui parat en casos de sobreescalfament, per exemple en dies calorosos.

Cal mencionar que alguns dels vehicles moderns compten amb el sistema "START-STOP" que desconnecta automàticament i encén ràpidament el motor quan el vehicle es deté i reprèn la marxa. Una vegada el motor està apagat, òbviament no es genera calor i per tant no és necessària l'acció del sistema refrigerant.



Figura 3.13 – Botó del sistema START-STOP

Pel que fa als radiadors, sembla que la tendència és a mantenir o sobredimensionar lleugerament les mesures exteriors (altura i amplada). Els tubs són molt aplanats d'uns 2 mm d'altura, d'aquesta manera s'aconsegueix que el fluid estigui en règim laminar i les pèrdues són menors.

Hi ha hagut una reducció en el gruix dels radiadors i ara ronda els 26 mm. Això podria tenir l'objectiu de reduir la resistència aerodinàmica del pas de l'aire a través del radiador, ja que al tenir menys gruix, l'aire ha de travessar menys recorregut.

Pel que fa a les aletes, la tendència és a posar aletes molt petites amb altures d'entre 5 i 6 mil·límetres i amplades de 3 mm o inferiors. Això fa que els radiadors siguin molt espessos degut al gran nombre d'aletes per m^2 i tinguin una major superfície de contacte exterior però, en contrapartida, augmenta la pèrdua de càrrega, dificultant el pas de l'aire a través del radiador.

També és cert que una mida petita d'aleta afavoreix el flux laminar, però quan la velocitat del vehicle sigui suficientment alta, aquest es tornarà turbulent i generarà encara més resistència al avanç.

Ara bé, si aquesta velocitat ronda els 120 km/h voldria dir que per una conducció normal per vies nacionals mai s'assoliria la condició de turbulència.

Algunes marques estan utilitzant radiadors de flux creuat de 2 passos, en comptes dels d'un sol pas. A la imatge següent es pot apreciar com l'entrada (superior) i sortida (inferior) del refrigerant estan a la banda esquerra.

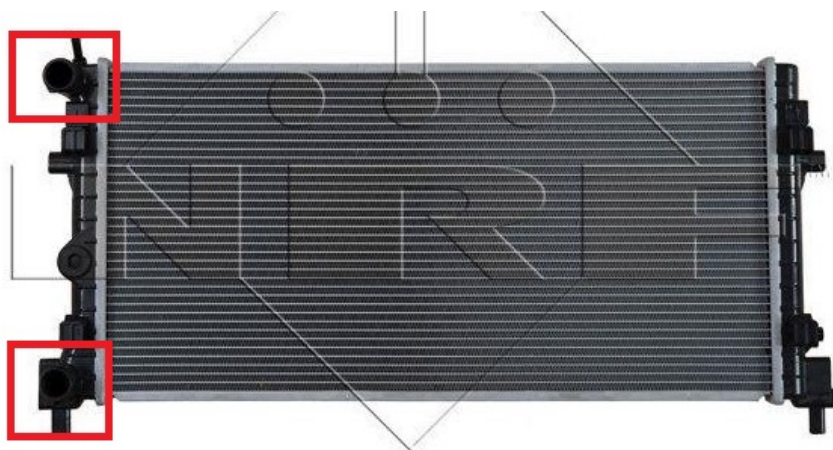


Figura 3.14 – Radiador Seat Ibiza 1.4 FSI 150 CV

Com a dada comparativa; el radiador del Seat Ibiza 1.4 FSI de 150 cv (2018) té unes mesures de malla de 0,65 x 0,328 m, que resulten en $0,213 \text{ m}^2$, i té 26 mm d'espessor. El volum total seria de $5,543 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$.

Per altra banda; el radiador estudiat en el nostre cas, del Mercedes (W124) E 220 de 150 cv, té unes mesures frontals de 0,487 x 0,484 i té una secció de $0,235 \text{ m}^2$ i 42 mm d'espessor. El seu volum és de $9,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$.

Es pot observar que el radiador modern té un volum de quasi la meitat. Això significa que, tot i ser una mica més espès, el volum de material necessari per fabricar-lo és menor i, per tant, el cost de fabricació també.

Si els radiadors de dos passos amb més àrea frontal però menor grossor obtenen uns resultats similars o millors que els d'un pas i a més, es necessita menys material per fabricar-los i el fet de que siguin més espessos no té un augment de la resistència al pas de l'aire significativa, semblarien una opció obvia pels dissenyadors, però tan sols son especulacions.

3.6 Procés de disseny i selecció de radiador

Actualment, els enginyers tenen al seu abast programes informàtics de càlcul de bescanviadors ,com UNILAB RADIATOR SUITE®, que utilitzen per tenir una primera referència de la capacitat tèrmica i les dimensions del radiador d'un vehicle.

També existeix la possibilitat de realitzar estudis amb programes CFD, però cal tenir en compte que sempre existirà un marge d'error desconegut degut a la complexitat de les fórmules que intervenen en el problema.

Per tant, després d'arribar als resultats aproximats, caldrà comparar-los amb càlculs i taules experimentals i tenir en compte l'experiència dels enginyers per acabar de contrastar els valors obtinguts.

Una vegada s'ha caracteritzat el radiador numèricament, caldrà seleccionar el radiador adequat d'entre una gran gama de models de diferents empreses o, si fos el cas, de demanar un per encàrrec especial.

Els fabricants compten amb taules i gràfiques de funcionament per a cada model de radiador per tal de poder comparar-los segons les seves característiques.

Quan s'ha trobat el candidat que millor s'adapta a les necessitats requerides i entra dins del pressupost es realitzen proves experimentals en bancs de motors on es comprova l'eficàcia del sistema.

Si la prova és superada, es passa a la prova en pista, on un vehicle prototip serà sotmès a diferents entorns i condicions de conducció; incloent circulació per autopista i ciutat i condicions més extremes com poden ser ascendir per una pujada amb el pes màxim o realitzant una conducció esportiva.

Una vegada que totes les proves són superades, amb les temperatures màximes sota control i el sistema és capaç de mantenir de forma estable, es valida el sistema i el vehicle podrà passar a producció.



Figura 3.15 – Prova a pista, terreny escarpat

4 Sistema d'estudi

En aquest treball ens centrarem en el sistema de refrigeració del vehicle comercial Mercedes-Benz E220 Coupe de 1994 (sèrie W124) amb canvi automàtic de 4 velocitats i sistema d'aire condicionat.

Aquest compta amb un motor de 2.2 L de quatre pistons i 4 vàlvules per cilindre i entrega una potència màxima de 148 CV a les 5500 voltes/min.



Figura 4.1 – Vista exterior d'un E320 coupe de la sèrie W124, final restyling



Figura 4.2 – Detall de l'entrada d'aire davantera

Donat que el motor compta amb aire condicionat, davant del radiador es troba un altre bescanviador de calor amb un ventilador elèctric automàtic destinats al tractament de l'aire de l'habitacle. Aquest fet dificulta la visibilitat del radiador, doncs està contingut entre el radiador de l'aire condicionat i la carcassa del ventilador viscós.



Figura 4.3 – Detall del ventilador per l'aire condicionat

El sistema de refrigeració és de circulació forçada i compta amb el radiador de 487x484 mm a la part davantera, bomba del refrigerant per impulsar el fluid a través dels tubs i el motor, ventilador viscós proveït d'una carcassa per conduir l'aire, dipòsit d'expansió extern amb tapa reguladora de pressió, termòstat i sensor de temperatura.

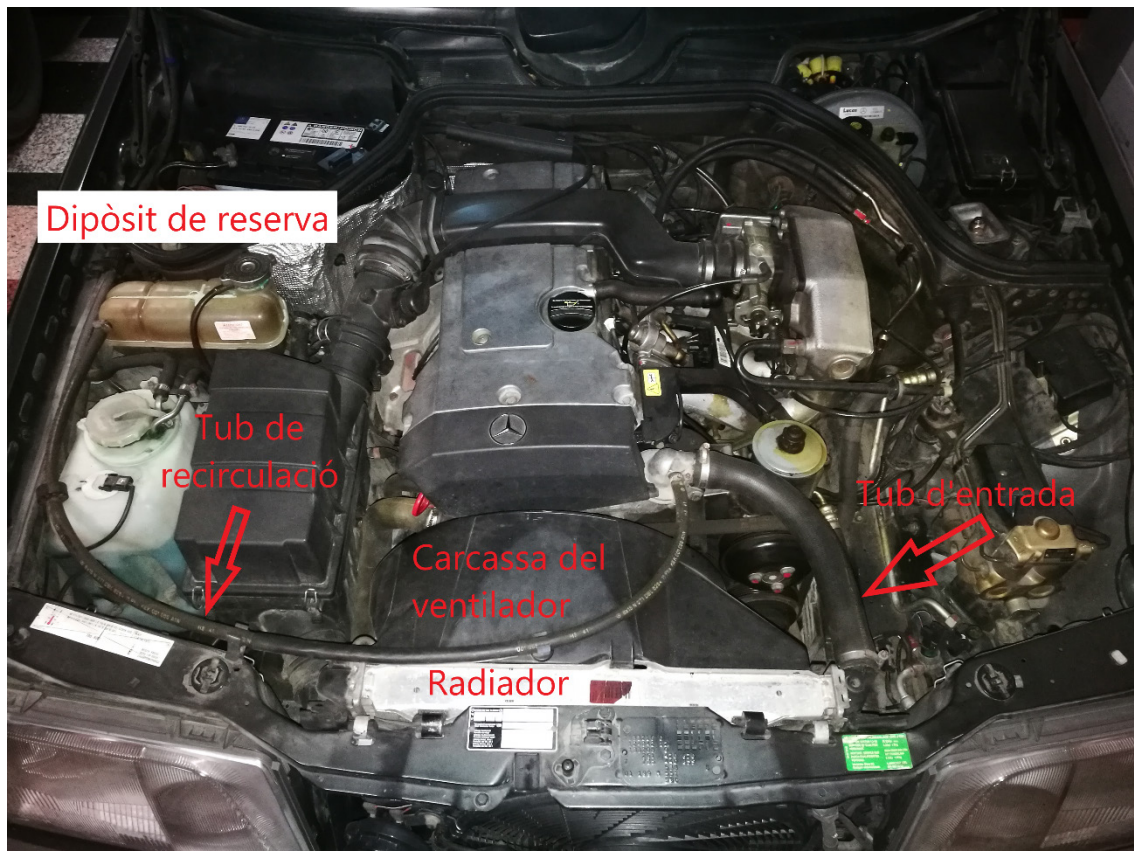


Figura 4.4 – Compartiment del motor amb detall del sistema refrigerant

El refrigerant calent surt del bloc i passa pel termòstat, on també s'hi troba el sensor de temperatura. A través del tub superior entra al radiador, que compta amb dos petits dipòsits als laterals, i es refreda. A la part inferior esquerra del radiador hi ha el tub que porta el refrigerant cap a la bomba, que està incrustada al bloc motor i es repeteix el cicle.

Del dipòsit d'expansió surt un tub que connecta amb el tub superior del radiador per mantenir la pressió sota control.

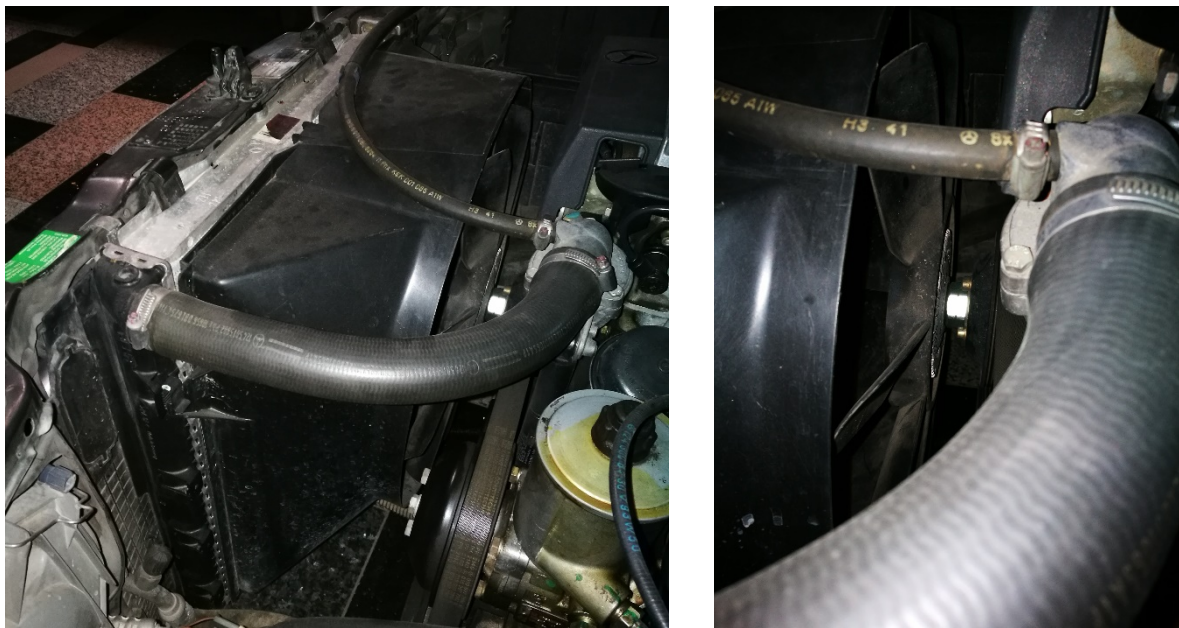


Figura 4.5 – Detall de la carcassa i del ventilador viscós

A la imatge es pot apreciar, amb dificultat, com la corretja d'accessoris acciona la politja del ventilador, que és a la vegada on està connectat l'eix de la bomba del refrigerant. Ambdós eixos giren a la mateixa velocitat, però l'embragatge viscós del ventilador, segons la temperatura del seu fluid intern, aplica un parell major o menor i permet que el ventilador giri a velocitats diferents.

5 Modelat 3D

Per a generar la geometria 3D del radiador utilitzarem el software de modelatge mecànic SolidWorks.

La geometria d'una fila d'aletes es realitza dibuixant el croquis intern d'una aleta, després agregant 161 entitats consecutives a aquest croquis, una al costat de l'altre amb una separació de 3 mm entre cada una, i aplicant una equidistància de 2 mm al contorn dibuixat per aplicar el gruix del material.

Finalment, només resta aplicar una extrusió de 42 mm al perfil.

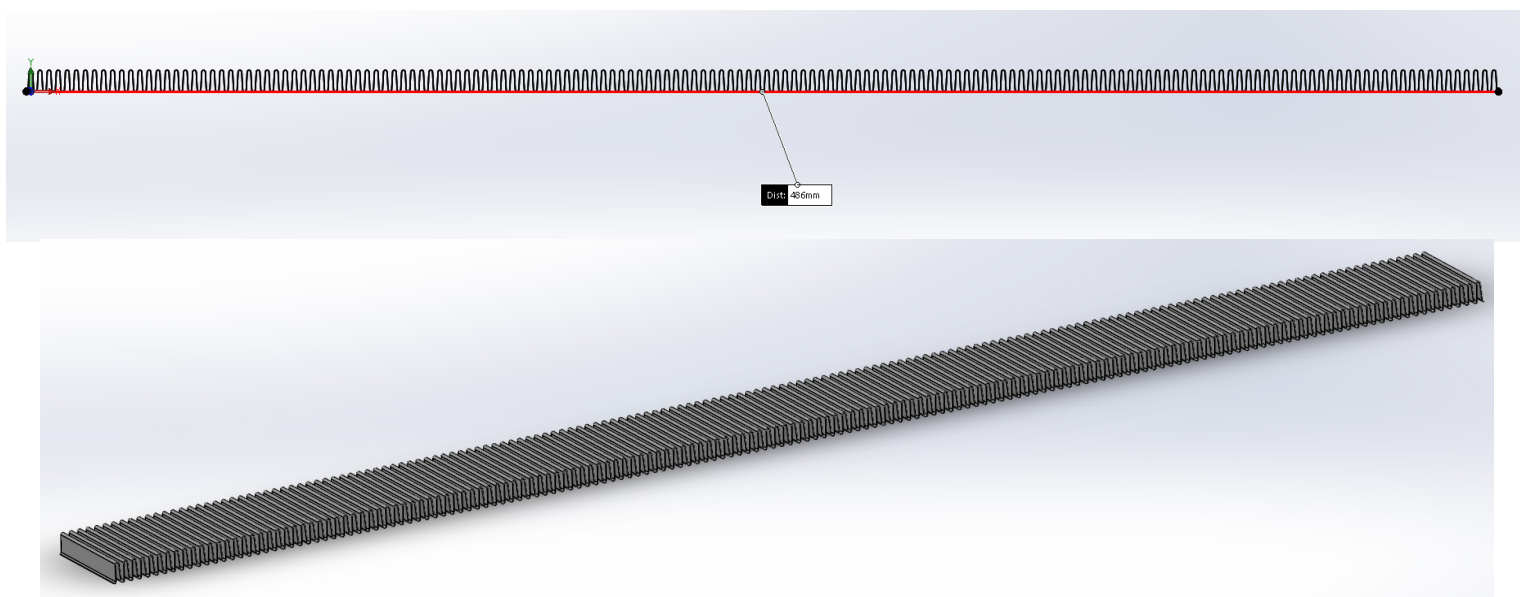


Figura 5.1 – Geometria d'una fila d'aletes

El tub és una peça més senzilla; només cal general el perfil i extrudir la llargada necessària.

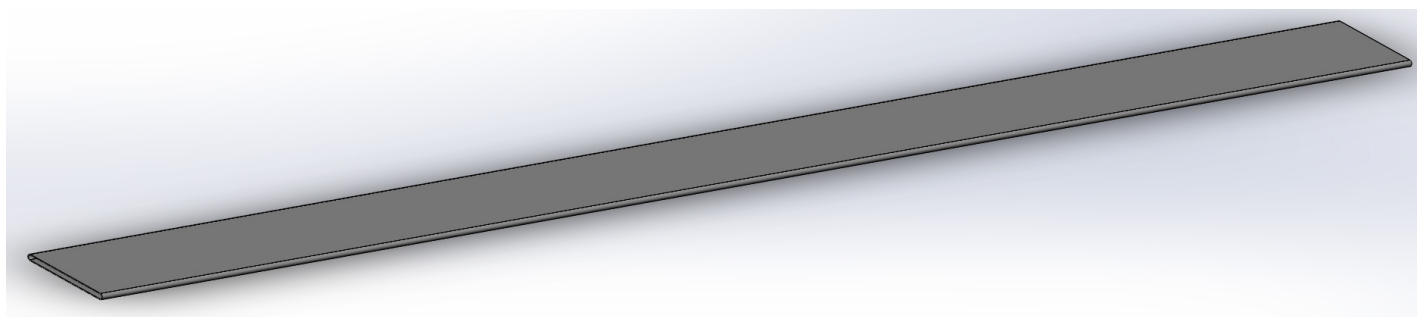


Figura 5.2 – Tub del radiador

En el cas de dibuixar el radiador sencer, es podria realitzar, tant en l'entorn de peça o d'assemblatge, mitjançant la matriu lineal per afegir repeticions de files d'aletes i tubs una sota l'altre fins a completar les 54 files i els 53 tubs del radiador.

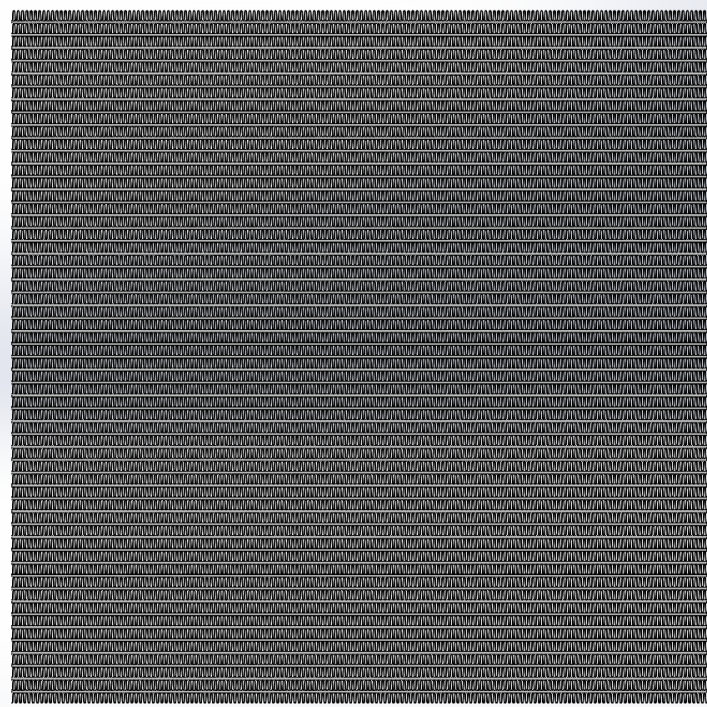


Figura 5.3 – Frontal de la malla del radiador

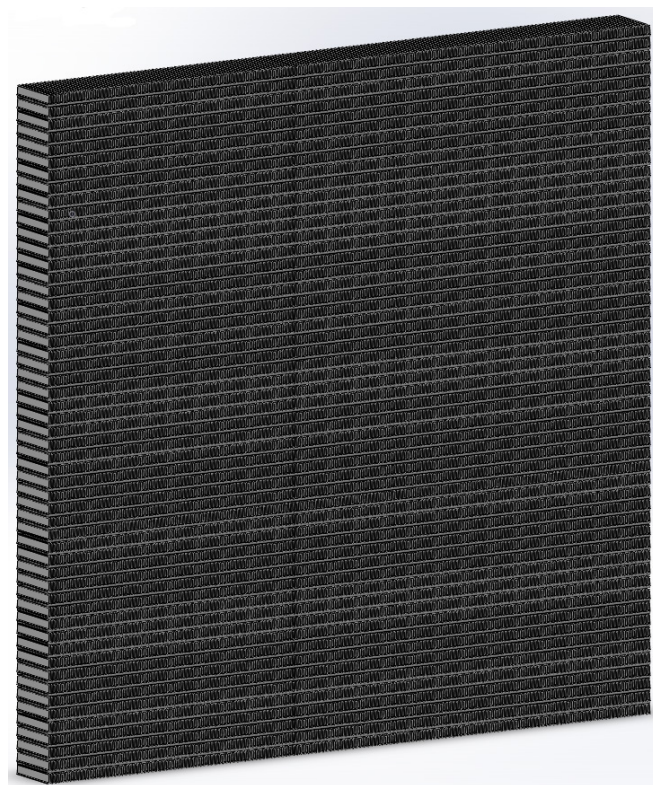


Figura 5.4 – Malla del radiador en perspectiva

Cal mencionar que el programa es comporta de forma molt feixuga quan manipula geometries amb tants elements de croquis i geometries.

A part de les parts del radiador també haurem de crear els volums dels fluids per a la simulació, per tant es genera el volum del líquid refrigerant basant-se en el perfil interior del tub del radiador i el volum de l'aire "caixa" es crea a partir de les mesures externes de les aletes i del tub.

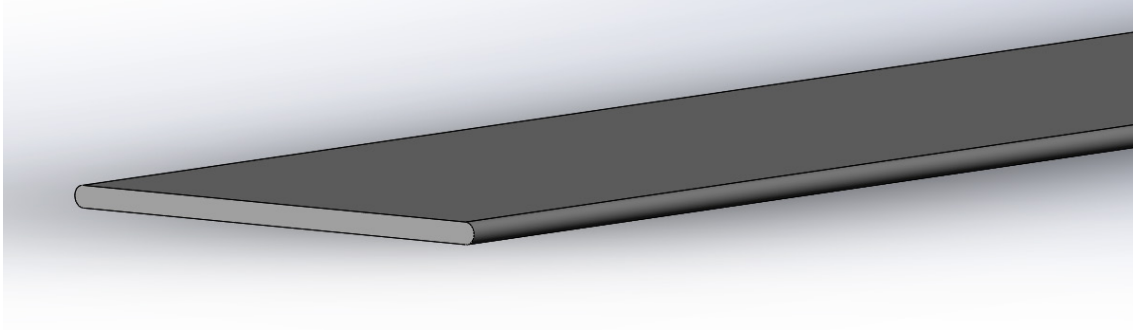


Figura 5.5 – Volum del refrigerant

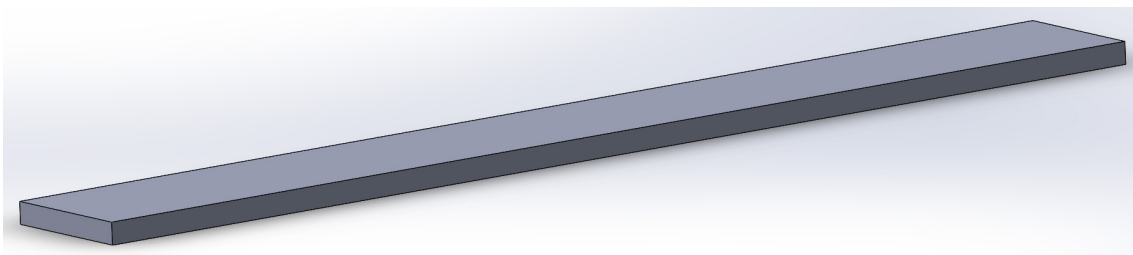


Figura 5.6 - Volum de l'aire o "caixa"

Finalment es crea un assemblatge amb les quatre peces que formaran part de la simulació de fluids.

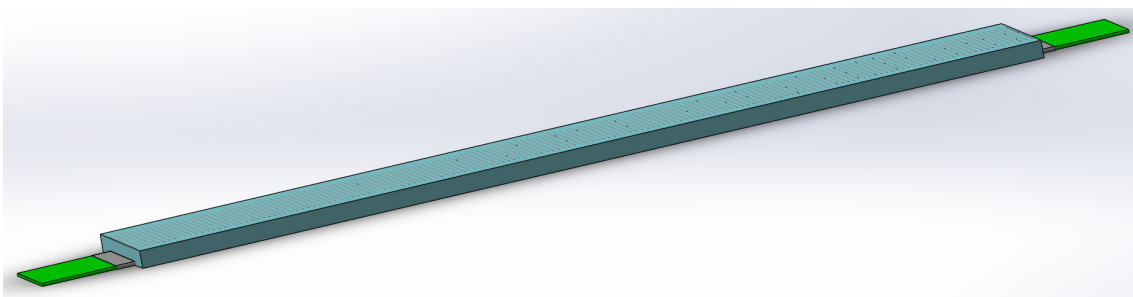


Figura 5.7 – Assemblatge final amb fila d'aletes, tub, caixa d'aire i volum del refrigerant. Les aletes i part del tub i del refrigerant estan continguts dins de la caixa d'aire. Caixa en blau, refrigerant en verd i alumini en gris.

6 Simulació en CFD “Computational Fluid Dynamics”

El programa designat per a dur a terme la simulació en entorn CFD serà l'Autodesk CFD 2018.

Es tracta d'un software especialitzat que utilitza el mètode dels elements finits (FEM) per dur a terme simulacions on hi intervinguin elements sòlids i fluids alhora.

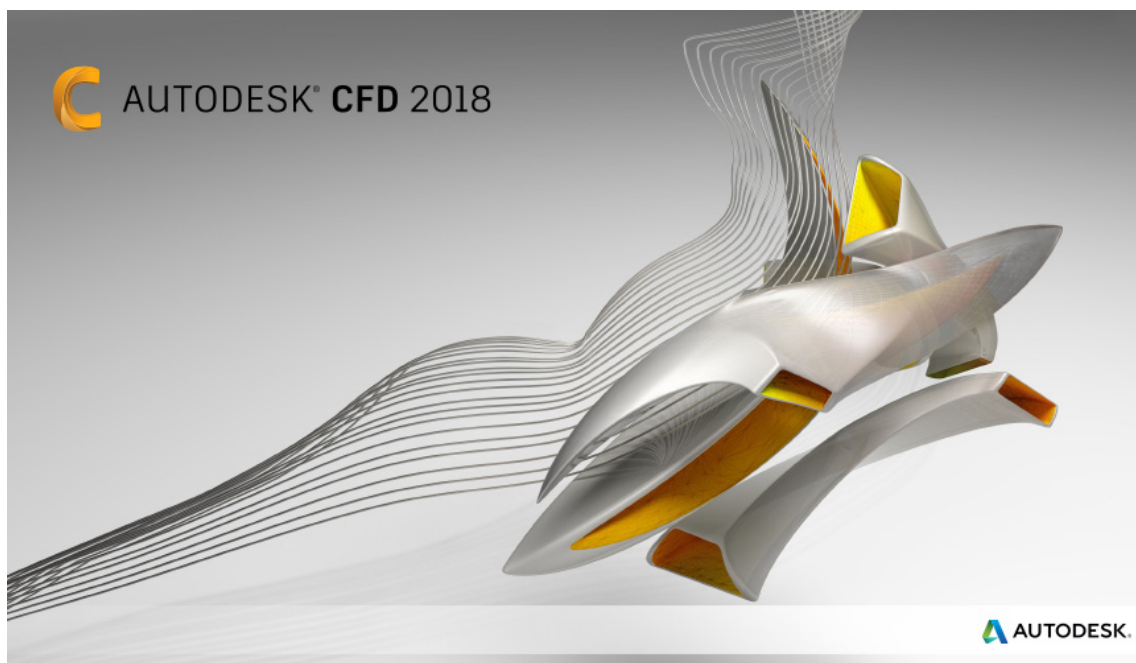


Figura 6.1 – Logo i imatge característica de CFD 2018

El programa és capaç de realitzar anàlisis de flux de fluids o intercanvi de calor per separat o bé realitzar els dos al mateix temps. De tal manera ens aprovisionarà amb els resultats de velocitat, temperatura, estrès, pressions i coeficient de pel·lícula entre d'altres.

És altament pràctic en el nostre cas, doncs és exactament el que necessitem; analitzar la interacció que tenen dos fluids al travessar un element sòlid i poder avaluar les variacions de temperatura i velocitats del sistema.

A continuació es concreten els diferents passos que s'hauran de seguir per a realitzar la simulació.

6.1 Preparar la geometria per l'estudi

Aquest és un pas que es pot fer de dos maneres: directament des de l'entorn de treball del CFD o prèviament en el programa de disseny 3D.

Indiferentment del mètode escollit, s'han de crear els volums per on hi circularan els fluids; per tant, en el nostre cas s'hauria de crear un volum dins el tub d'alumini que simularia l'espai per on circula el líquid refrigerant i un volum extern que contemplés l'espai per on hi circularà l'aire de l'exterior a través de les aletes del radiador.

Per raons tècniques, es va procedir a crear els volums dels fluids amb el SolidWorks.

Es va crear un assemblatge que consistia en una fila d'aletes i un tub, seguit d'una caixa sobreposada a les aletes que simularia l'aire i un volum dins el tub que simula el refrigerant.

Les aletes i el tub amb el refrigerant estan dins del volum de la caixa i literalment ocupen el mateix espai. Això que en el món real és físicament impossible, que dos cossos ocupin el mateix espai, té una explicació lògica i és que a l'hora d'introduir la geometria al CFD i assignar els materials a les peces, aquest descartarà els volums sobreposats de qualsevol material assignat com a aire, per tant eliminarà l'excés de material de la caixa i deixarà els forats dels altres objectes sòlids dins seu, descobrint així el veritable espai per on podrà passar l'aire.

6.2 Importar la geometria a l'entorn CFD

L'Autodesk CFD accepta un munt de tipus d'arxius de geometria 3D, per tant només calia trobar algun que fos compartit amb els arxius d'exportació del SolidWorks.

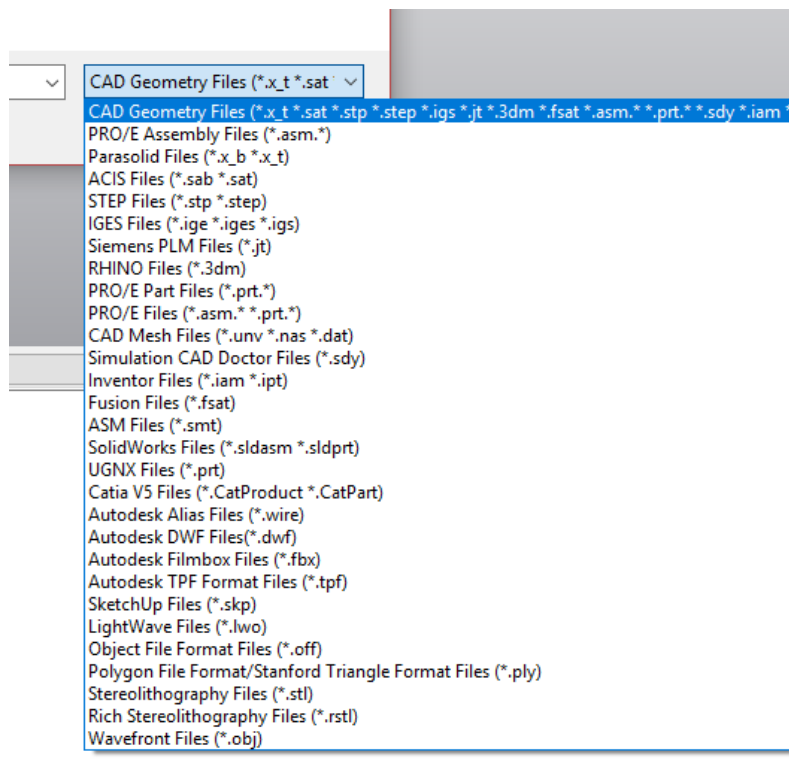


Figura 6.2 – Arxius d'importació

Desgraciadament, pel nostre cas la geometria de les aletes era massa complexa i el CFD generava errors quan intentava renderitzar la peça.

Per tant, es va assignar la geometria i crear l'estudi directament des del SolidWorks, ja que disposa de la pestanya Autodesk CFD. Amb aquesta opció la geometria s'exporta seguint les pautes que dicta el SolidWorks en format d'assemblatge .SLDASM

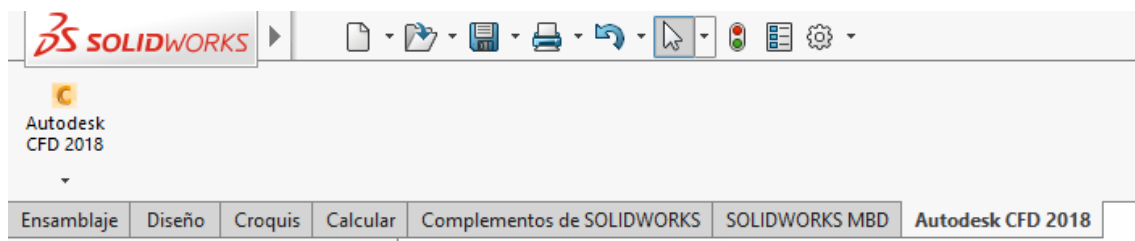


Figura 6.3 – Interfície de SolidWorks amb accés directe a Autodesk CFD

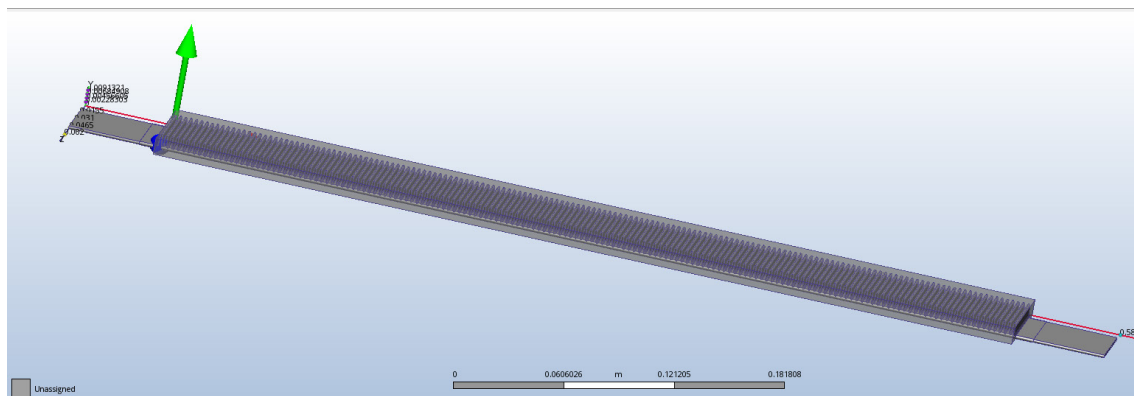
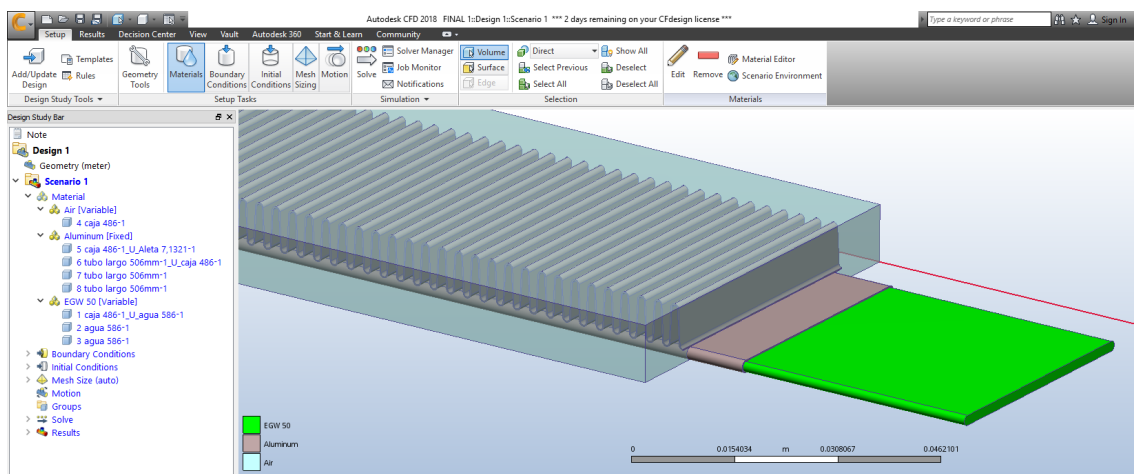


Figura 6.4 – Geometria importada

6.3 Assignació de material

Aquest pas consisteix en seleccionar el material de cada peça. El programa permet la selecció d'elements per volum, per tant només haurem de clicar sobre els elements desitjats a la interfície gràfica o seleccionar-los de la llista de l'esquerra i quedaran ressaltats en un color viu. Després podrem escollir el material desitjat d'una àmplia llista.



**Figura 6.5 – Materials ja seleccionats; refrigerant en verd, alumini en gris i
aire en blau cel**

També podrem crear un nou material amb l'editor en cas que no estigui inclòs a la llista de materials predefinits, com és el cas de l'etilenglicol-aigua al 50%.

Haurem de definir les diferents característiques del nou material com són: densitat, conductivitat, calor específica, entre d'altres.

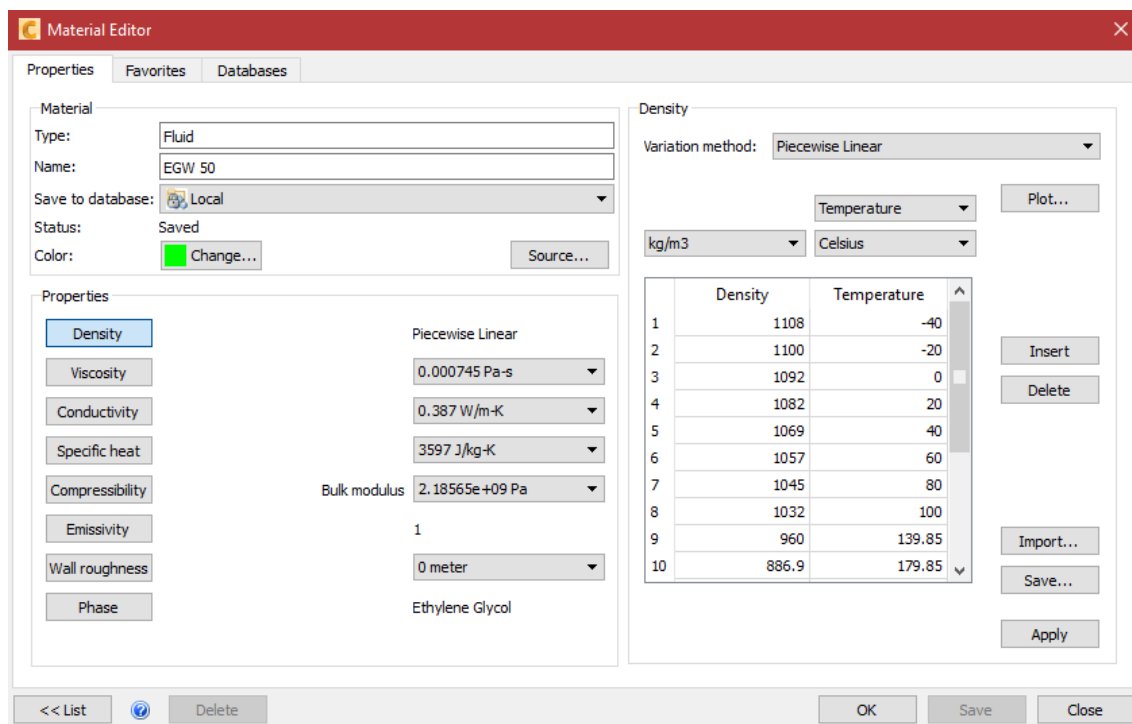


Figura 6.6 – Editor de materials

6.4 Definir les condicions inicials i de contorn

En aquest pas introduïrem les variables d'entrada del sistema i establirem l'estat inicial d'aquest.

Seleccionarem les superfícies d'entrada dels fluids i els hi assignarem els respectius cabals volumètrics d'entrada així com les temperatures d'entrada dels fluids. Les superfícies assignades mostren barres per indicar les diferents condicions assignades.

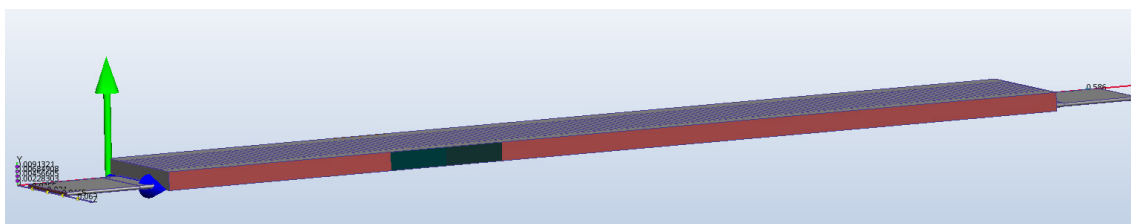
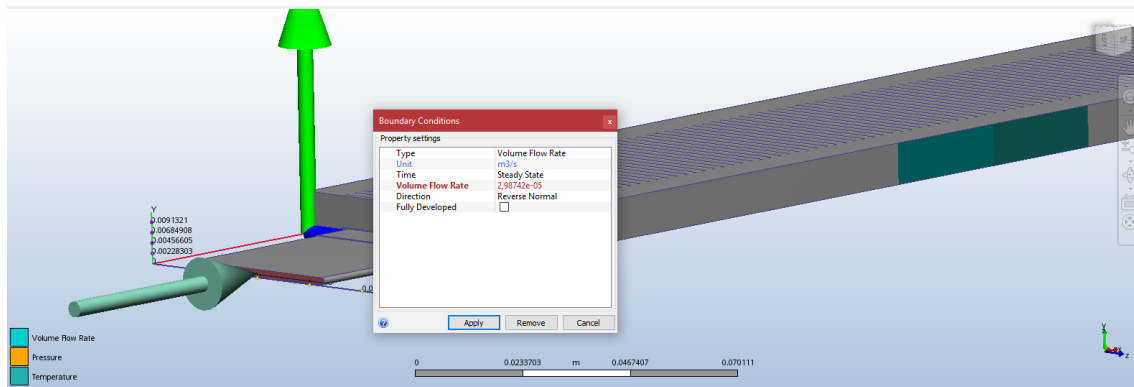
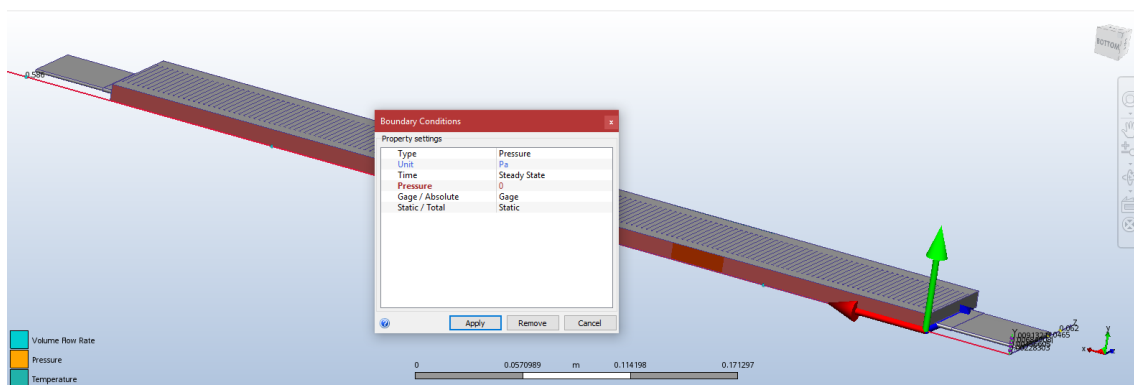
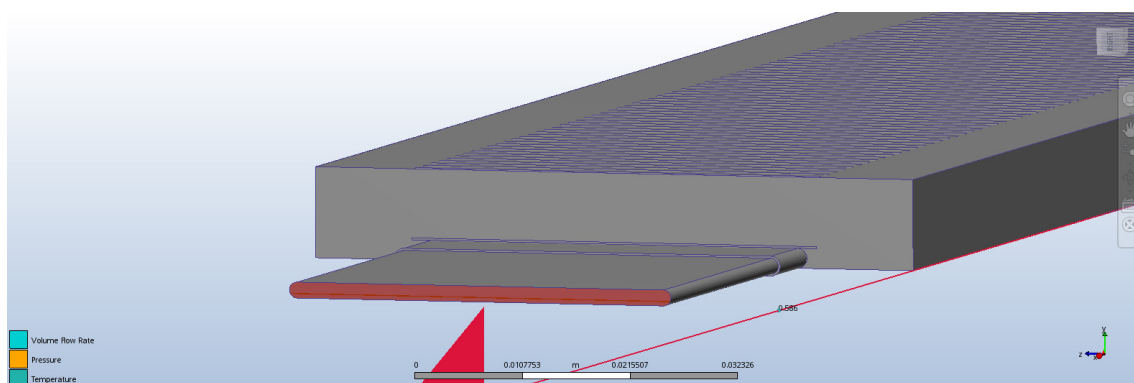


Figura 6.7 – Entrada d'aire

**Figura 6.8 – Entrada de refrigerant**

Alternativament, a les sortides hi introduïrem la condició de pressió 0 perquè el programa prengui aquelles superfícies com a sortides del fluid.

**Figura 6.9 – Sortida d'aire****Figura 6.10 – Sortida del refrigerant**

Per les condicions inicials del sistema, assignarem temperatures elevades d'entre 50°C i 80°C als diferents elements simulant que el radiador ja ha estat en funcionament abans de l'anàlisi, per així assolir la situació d'estabilitat abans.

L'aire estarà a 50°C, l'alumini a 60°C i el refrigerant a 80°C .

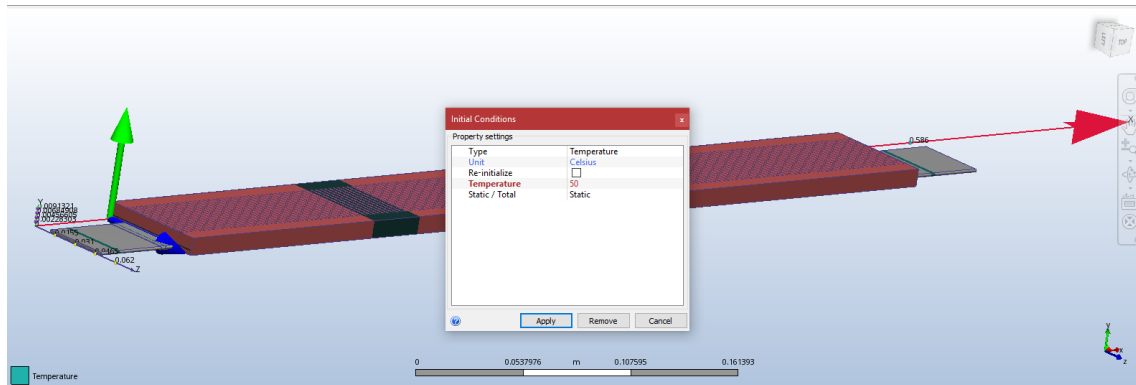


Figura 6-11 – Assignació de la temperatura inicial de l'aire

6.5 Pre-mallat i ajust de la simulació

L'últim procediment abans d'arribar als resultats serà predefinir la malla i ajustar les diferents opcions de càlcul del solucionador.

El mallador del programa incorpora la funció d'adaptar-se a la geometria introduïda i seleccionar una mida de malla automàticament que és suficientment fina com per donar uns resultats exactes però no allargar massa el temps de càlcul i en cas de seleccionar-lo, ens mostrarà una pre-malla. També existeix la opció de mallar manualment la geometria o de refinar alguna zona que creguem problemàtica.

Una vegada executem la simulació crearà la malla final que utilitzarà per processar els càlculs.

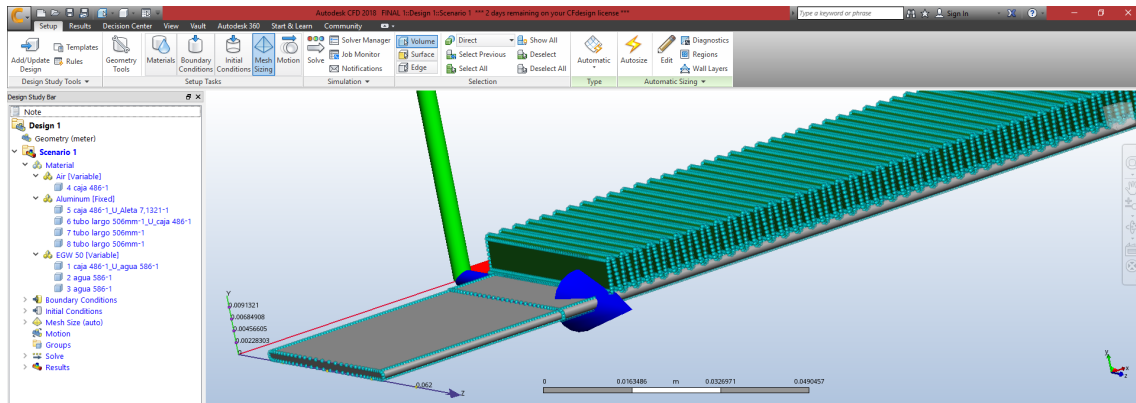


Figura 6.12 – Pre-mallat establert

Una vegada cliquem sobre el “Solve”, ens apareixerà la finestra de configuració dels càlculs de la simulació on li haurem d'especificar el tipus de simulació que volem fer, el nombre d'iteracions a calcular, el temps per a cada iteració i els resultats que volem que guardi i amb quin interval ho ha de fer.

En el nostre cas ajustarem la simulació perquè sigui d'estat transitori, tingui un temps per iteració d'un segon, guardi un resultat cada 5 segons i calculi 100 iteracions.

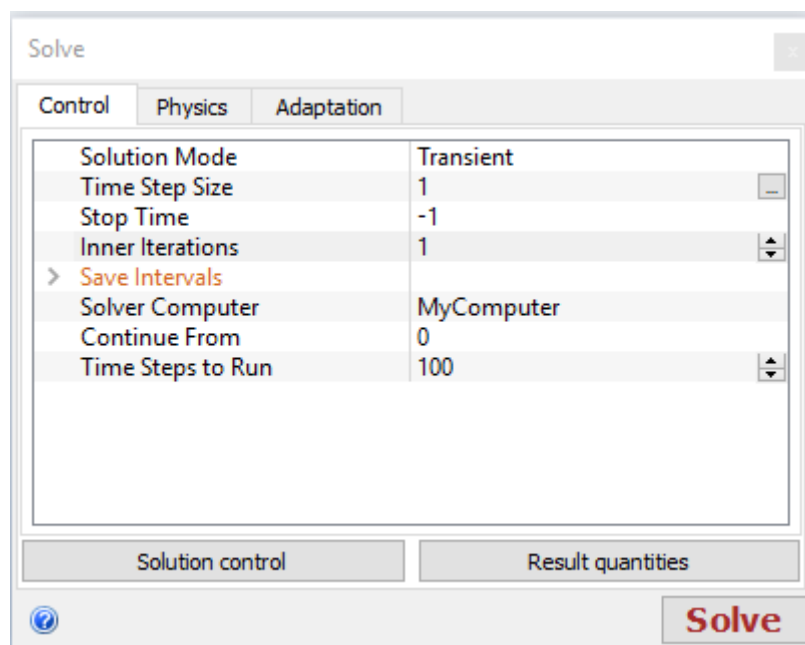


Figura 6.13 – Configuració de la simulació

A l'apartat de físiques del configurador li direm que calculi la dinàmica del fluid i la transferència de calor del sistema i ja estarà tot llest per iniciar la simulació

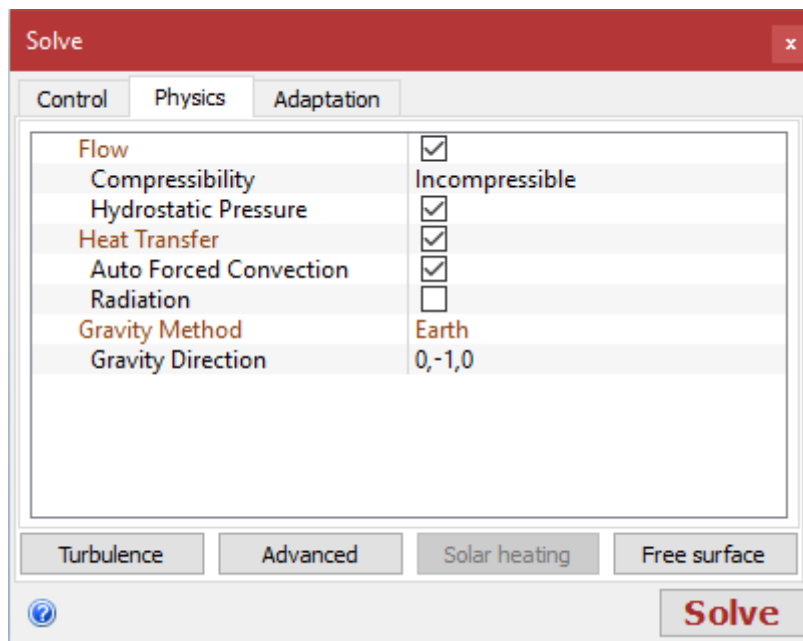


Figura 6.14 – Configuració de la pestanya de físiques de la simulació

La simulació actual amb els paràmetres definits anteriorment triga 10 hores i mitja en completar-se a més de generar 90 GB de dades, entre la malla i els resultats. Si s'ajusta que es guardin resultats a cada segon, les dades generades augmenten a gairebé 200 GB, per tant és important comprovar que es disposa de memòria suficient al disc dur abans d'iniciar la simulació sinó es vol interrompre la simulació a mig camí.

El sistema de càlcul està basat en un mètode iteratiu i és inestable, doncs els resultats fluctuen segons avança la simulació. A mesura que calculem més iteracions el sistema s'estabilitzarà gradualment, però més iteracions significa més temps de càlcul. Un nombre correcte d'iteracions ens portarà a un estat de convergència dels resultats.

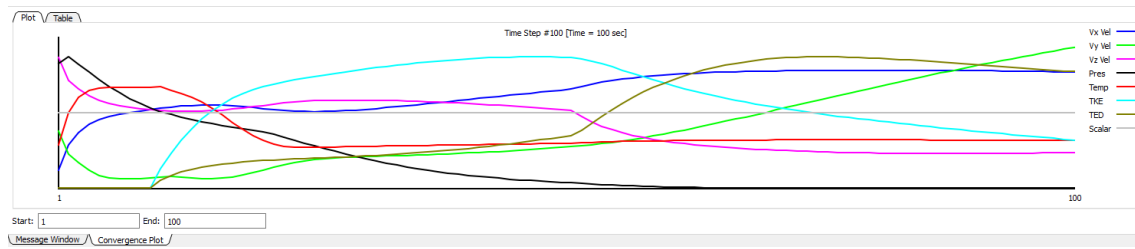


Figura 6.15 – Gràfica de convergència

A la gràfica de convergència de resultats es pot comprovar com, després de 100 iteracions, els resultats són estables exceptuant la velocitat en Y, que encara requereix de més temps per estabilitzar-se.

De totes formes la temperatura ja es mostrava estable des de feia temps, per tant considerem que els resultats són vàlids.

6.6 Anàlisi de resultats

Una vegada hem arribat als resultats, el programa ens brinda diverses maneres de comprovar les dades obtingudes, des de poder visualitzar les diferents peces amb gradients de colors segons els resultats d'una variable, a poder crear iso-superfícies o iso-volums que tinguin un determinat valor per una variable, com pot ser la temperatura.

Una funció interessant és la de poder crear plans que tallin les diferents peces per poder veure què passa a l'interior d'aquestes. A més podrem calcular valors mitjans d'aquests plans, que ens permetrà determinar les temperatures i caudals de sortida. També podrem crear vectors de direcció per conèixer les diferents velocitats dels fluids i crear taules de resultats per a cada peça.

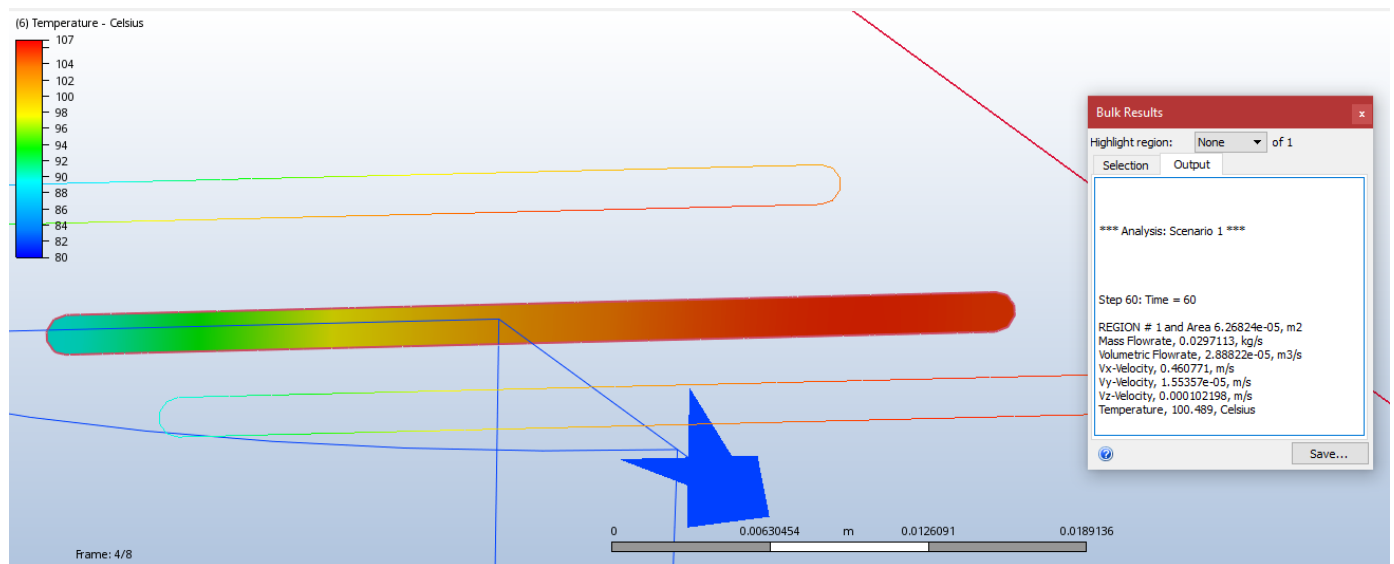


Figura 6.16 – Distribució de temperatures del refrigerant a la sortida,
temperatura del refrigerant a l'entrada = 120 °C

7 Estudi Paramètric

7.1 Mètode de la LMDT

El primer pas és trobar la màxima quantitat d'energia calorífica, generada pel motor de combustió, que ha d'evacuar el radiador.

Potència motor = 148 CV @ 5500 rpm

La següent fórmula és una bona aproximació:

$$\dot{Q}(\text{watt}) = 482.11 \times P(\text{cv}) \quad (7.1)$$

$$\dot{Q} = 482.11 \times (148 \text{ CV}) = 71,35 \text{ kW}$$

La caixa de canvis també té unes pèrdues calorífiques que es transmeten al circuit principal de refrigeració.

Calor generat per la caixa de canvis aproximat = 10 kW

També hem de tenir en compte l'efecte de l'aire condicionat, que aplica una calor extra al sistema.

Calor generat per l'aire condicionat aproximat = 7 kW

$$\dot{Q} = 71,35 + 10 + 7 = 88,35 \text{ kW} \quad (7.2)$$

Es considera un marge de seguretat del 2%.

$$\dot{Q} = 88,35 \times 1.02 = 90 \text{ kW} \quad (7.3)$$

Condicions inicials	
Calor a dissipar pel radiador	90 kW @ 5500 rpm
Temperatura exterior	35°C
Temperatura refrigerant a l'entrada del radiador	(85-90)°C (ideal) 120°C (màxim)

Figura 7.1 – Condicions inicials

El nostre radiador té unes mesures de 487 x 484 mm, amb una àrea frontal de 0,235708 m^2 . L'àrea de pas de l'aire en realitat és menor degut a la secció que ocupen els tubs i el grossor de la xapa de les aletes, per tant, després de descomptar aquests l'àrea frontal lliure de pas de l'aire és (S_{rad}) 0,157464 m^2 .

El radiador consta de 54 files d'aletes de 7mm d'altura i una amplada de 42 mm i 53 tubs de refrigerant que tenen 40mm d'amplada i 2 mm d'altura. El material d'ambdós és alumini i té un gruix de 0,2 mm.

L'entrada d'aire superior de la part del capó del vehicle és d'aproximadament 0,108591 m^2 i l'entrada d'aire inferior del para-xocs davanter és d'uns 0,5 m^2 que en total sumen 0,1586 m^2 , suficients per el radiador.

La bomba del refrigerant dona un caudal de 95 litres/min a 5500 rpm.

7.1.1 Caudal d'aire necessari

La temperatura de l'aire no pot ser major a 88° C per seguretat, doncs s'han de preservar els components externs del motor de les altes temperatures (cables, plàstics, electrònica, etc...)

Propietats de l'aire:

- Calor específic a 50°C (C_p): 1005 J/kg °C
- Densitat a 35°C = 1,145 Kg/m³

De l'equació:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T \quad (7.4)$$

Trobem que el caudal d'aire mínim necessari serà:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{Q}}{C_p \cdot \Delta T_{aire}} \quad \text{i substituint:}$$

$$\dot{m}_{aire} = \frac{90.000}{1005 \cdot (88 - 35)} = 1,6897 \text{ kg/s}$$

La velocitat de l'aire mínima haurà de ser:

$$v_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire} \times S_{rad}} = \frac{1,6897}{1,145 \cdot 0,157464} = 9,372 \text{ m/s} \quad [33,74 \text{ km/h}] \quad (7.5)$$

Aquest resultat és vàlid només si la temperatura de sortida de l'aire és 88°C.

7.1.2 Velocitat interna del refrigerant que passa pels tubs

Propietats del refrigerant a 90°C (50% aigua + 50% etilenglicol):

- Densitat = 1036 kg/m³
- Calor específic (C_p): 3597 J/kg °C

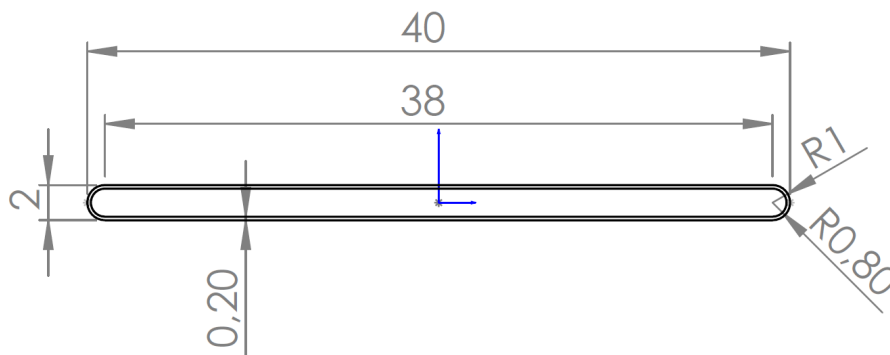


Figura 7.2 – Secció d'un tub del radiador (en mm)

Secció interna del tub ($Secció_{tub}$) = 62,8106 mm²

Perímetre intern tub = 81,02655 mm

Perímetre extern tub = 82.283185 mm

Secció total = N° tubs x $Secció_{tub}$ = 53 x 62,81 mm²

$S_{total} = 3.328,962 \text{ mm}^2$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{95l}{min} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60s} \cdot \frac{1036kg}{m^3} \cdot \frac{m^3}{1000 l} = 1,64033 \text{ kg/s} \quad (7.6)$$

$$V_{ref} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{ref} \times S_{total}} = \frac{1,64}{1036 \cdot 3.328,962 \cdot 10^{-6}} = 0,4755 \text{ m/s} \quad (7.7)$$

La velocitat del refrigerant és lenta. Això evita que hi hagi pèrdues de càrrega excessives ni danys als conductes.

7.1.3 Àrea en contacte amb el refrigerant (A_{cr})

$$\begin{aligned} A_{cr} &= P_{intern \text{ tub}} \times L_{tub} \times n^{\circ} \text{ tubs} = 81,02655 \times 10^{-3} \times 0,487 \times 53 = \\ &= 2,0914 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (7.8)$$

7.1.4 Àrea en contacte amb l'aire (A_{ca})

Secció aleta (S_a) = 9.0014 mm²

Perímetre intern aleta (P_a) = 14,986 mm

Espessor aletes (E_a) = 42 mm

N° files = 54

N° aletes/fila = 162 aletes/fila

Perímetre hidràulic (P_h) = $P_a + 3\text{mm} = 17,986 \text{ mm}$

Els 3 mil·límetres extra són de l'àrea en contacte amb el tub, entre els semicercles inferiors.

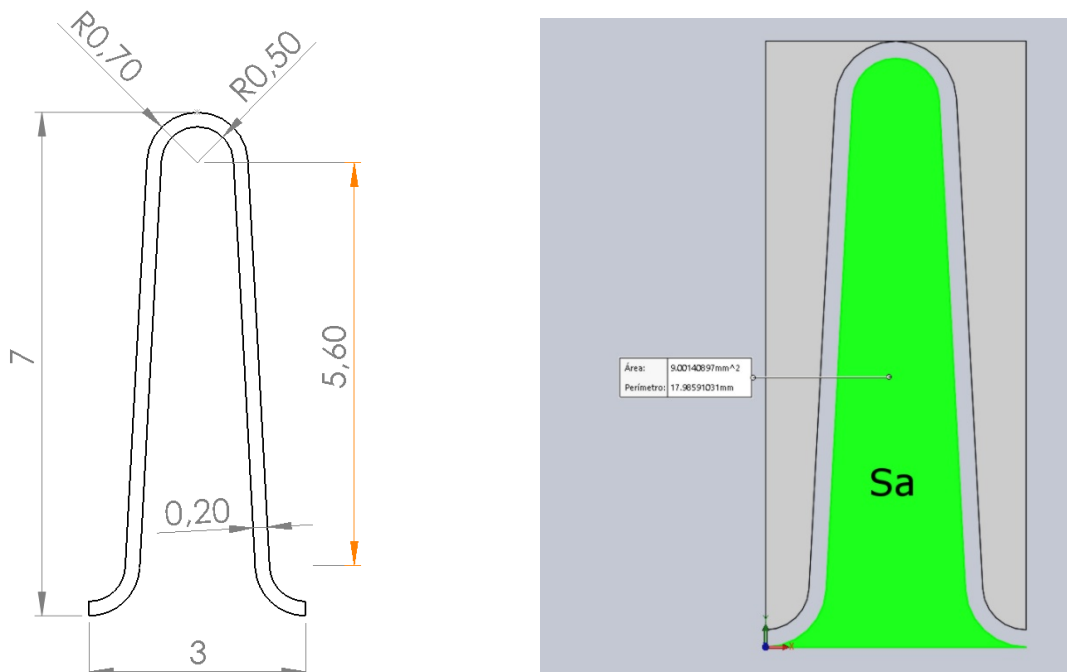


Figura 7.3 – Secció i àrea d'una aleta (en mm)

$$A_{ca} = 2Pa \times Ea \times n^{\circ}files \times n^{\circ}aletes/fila = \quad (7.9)$$

$$= 2 \cdot 17,986 \cdot 10^{-3} \cdot 0,042 \cdot 54 \cdot 162 = 13,055 \text{ m}^2$$

7.1.5 LMDT (Diferència de Temperatura mitjana logarítmica)

Per poder calcular la LMDT necessitem trobar la temperatura del refrigerant a la sortida del radiador.

Per començar considerarem la pitjor situació possible, on el refrigerant està a la màxima temperatura a l'entrada (120°C) i l'aire està a la màxima temperatura a la sortida.

$$LMDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (7.10)$$

Amb l'equació $Q = m \times C_p \times \Delta T$ trobem ΔT ;

$$\Delta T_{ref} = \frac{90.000}{1,64 \cdot 3597} = 15,26^{\circ}\text{C} \quad (7.11)$$

La temperatura del refrigerant a la sortida del radiador serà, per tant;

$$T_{ref s} = 120 - 15,26 = 104,74^{\circ}\text{C} \quad (7.12)$$

$$\Delta T_a = 120 - 88 = 32^{\circ}\text{C} \quad \Delta T_b = 104,74 - 35 = 69,74^{\circ}\text{C}$$

La LMDT serà, per tant;

$$LMDT = \frac{32 - 69,74}{\ln \frac{32}{69,74}} = 48,44^{\circ}\text{C}$$

7.1.6 Càlcul d' U_0 Teòrica

$$U_0 = \frac{Q}{A_{ca} \cdot F(P,R) \cdot LMDT} \quad (7.13)$$

El factor de correcció F (P,R) s'extreu de la gràfica X.X

Mínim valor d' U_0 admissible teòric:

$$U_0 = \frac{90 \text{ kW}}{13,055 \cdot 0,96 \cdot 48,44} = 148,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}} \quad (7.14)$$

7.1.7 Càlcul de coeficient de convecció de l'aire (h_{aire})

Condicions de l'aire a 35 °C

Viscositat dinàmica aire (μ): $1,895 \cdot 10^{-5}$

Conductivitat tèrmica (λ) : 0,02625 (W/m °C)

Prandtl (Pr) = 0,7268

Degut a que h_{aire} depèn de la velocitat d'entrada de l'aire a través del radiador, considerarem les velocitats del vehicle quan el motor entrega la màxima potència (5.500 rpm) per a cada marxa.

1a – 40 km/h [11,11 m/s]

2a – 80 km/h [22,22 m/s]

3a – 140 km/h [38,88 m/s]

4a – 185 km/h [51,38 m/s]

Podem comprovar com la velocitat de la 1a marxa a 5500 rpm és suficient per donar la velocitat d'aire necessària, doncs $11,11 \text{ m/s} > 9,372 \text{ m/s}$.

El primer pas és calcular el D_h d'una aleta:

$$D_h = \frac{4S_a}{Ph} = \frac{4 \cdot 9,0014 \cdot 10^{-6}}{17,986 \cdot 10^{-3}} = 2,00187 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (7.15)$$

Per la 1a velocitat (40 km/h)

Trobem el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} = \frac{1,145 \cdot 11,11 \cdot 2,00187 \cdot 10^{-3}}{1,895 \cdot 10^{-5}} = 1344 \quad (7.16)$$

La aleta té una secció transversal que a priori es pot aproximar a una forma rectangular amb relació d'aspecte 4 (B/A), però a la vegada té forma triangular; fet que farà que la velocitat de l'aire no sigui constant i varïï al llarg de la secció de la aleta. Una secció rectangular tindria un Nusselt de 5,33 i una triangular equilàter tindria un Nusselt de 3. La forma en que l'aire interactua amb l'aleta s'assembla més al cas del triangle.

Per tant, prendrem el seu número de Nusselt com a 3.

$$h_{aire} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} = \frac{3 \cdot 0,02625}{2 \cdot 10^{-3}} = 39,375 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (7.17)$$

Per la 2a velocitat (80 km/h)

El 2n número de Reynolds és:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} = \frac{1,145 \cdot 22,22 \cdot 2,00187 \cdot 10^{-3}}{1,895 \cdot 10^{-5}} = 2688 \quad (7.16)$$

En aquest cas ens trobem en règim de transició.

Farem una interpolació entre el règim laminar i el turbulent per trobar el número de Nusselt aproximat.

El valor del número de Nusselt per règim laminar amb un Reynolds de 2000 és 3.

Prendrem la rugositat absoluta de l'alumini com $6 \cdot 10^{-5}$ m, la rugositat relativa serà 0,03 i el coeficient de fricció (f) serà 0,066 segons l'equació de Colebrook.

Utilitzem la correlació de Gnielinski per trobar el Nusselt per un Reynolds de 3000.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} = \quad (7.18)$$

$$= \frac{(0,066/8)(3000-1000)0,7268}{1+12,7(0,066/8)^{1/2}(0,7268^{2/3}-1)} = 15,4$$

Després de l'aproximació, el Nusselt és igual a 12,92 i, per tant, el segon coeficient de convecció serà:

$$h_{aire} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} = \frac{12,92 \cdot 0,02625}{2 \cdot 10^{-3}} = 169,575 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (7.17)$$

Per la 3a velocitat (140 km/h)

Trobem el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} = \frac{1,145 \cdot 38,88 \cdot 2,00187 \cdot 10^{-3}}{1,895 \cdot 10^{-5}} = 4704 \quad (7.16)$$

Estem en règim turbulent. Seguint el cas anterior, trobem el coeficient de fricció (f), que en aquest cas és: 0,0631. Ara mitjançant la correlació de Pethukov & Kirilov trobem el número de Nusselt.

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 900/Re - 0,63/(1+10Pr) + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} = \quad (7.19)$$

$$= \frac{(0,0631/8) \cdot 4704 \cdot 0,7268}{1,07 + 900/4704 - 0,63/(1+10 \cdot 0,7268) + 12,7(0,0631/8)^{1/2}(0,7268^{2/3}-1)}$$

$$Nu = 27,83$$

Finalment el coeficient de convecció és:

$$h_{aire} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} = \frac{27,83 \cdot 0,02625}{2 \cdot 10^{-3}} = 365,27 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (7.17)$$

Per la 4a velocitat (185 km/h)

Trobem el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} = \frac{1,145 \cdot 51,388 \cdot 2,00187 \cdot 10^{-3}}{1,895 \cdot 10^{-5}} = 6216 \quad (7.16)$$

Estem en règim turbulent. Seguint el cas anterior, trobem el coeficient de fricció (f), que en aquest cas és: 0,06175. Ara mitjançant la correlació de Pethukov & Kirilov trobem el número de Nusselt.

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 900/Re - 0,63/(1 + 10Pr) + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} = \quad (7.19)$$

$$= \frac{(0,06175/8) \cdot 6216 \cdot 0,7268}{1,07 + 900/6216 - 0,63/(1 + 10 \cdot 0,7268) + 12,7(0,06175/8)^{1/2}(0,7268^{2/3} - 1)}$$

$$Nu = 37,708$$

Finalment el coeficient de convecció és:

$$h_{aire} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} = \frac{37,708 \cdot 0,02625}{2 \cdot 10^{-3}} = 494,92 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (7.17)$$

7.1.8 Càlcul de coeficient de convecció del refrigerant h_{href} :

Condicions del refrigerant a 90 °C:

Viscositat dinàmica (μ): 0,000745 Pa s

Conductivitat tèrmica (λ): 0,384 (W/m °C)

Secció interna dels tubs ($Secció_{tub}$) = 62,8106 mm²

Perímetre intern tubs (Ph) = 81,02655 mm

$$D_h = \frac{4S}{Ph} = \frac{4 \cdot 62,8106 \cdot 10^{-6}}{81,02655 \cdot 10^{-3}} = 3,1 \cdot 10^{-3} m \quad (7.15)$$

$$Re = \frac{\rho u Dh}{\mu} = \frac{1036 \cdot 0,4755 \cdot 3,1 \cdot 10^{-3}}{0,000745} = 2049,82 \quad (7.16)$$

Ens trobem en règim laminar. Ara busquem el número de Nusselt.

El número de Nusselt per a un tub amb fluid en règim laminar i amb proporció de 24 (B/A) és aproximadament 7; per tant:

$$h_{ref} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} = \frac{7 \cdot 0,384}{3,1 \cdot 10^{-3}} = 867,1 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (7.17)$$

7.1.9 Càlcul del coeficient de convecció global U_0 i de la capacitat refrigerant del sistema Q :

L'últim pas és trobar el coeficient global de convecció i la quantitat de calor teòrica extreta del motor per a cada cas i determinar si és suficient.

- Espessor del material (e) = 0,0002 m
- Conductivitat alumini (λ_{alu}) = 210 W/m °C

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_{href}} + \frac{A_{cr}}{h_{aire} \cdot A_{ca}} + \frac{e}{\lambda_{alu}}} \quad (7.20)$$

$F(P, R) = 0,96$ (extret de la gràfica X.X)

$$\dot{Q} = F(P, R) \cdot U_0 \cdot A_{ca} \cdot LMDT \quad (7.21)$$

En el cas de la 1a marxa:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{867,1} + \frac{2,0914}{39,375 \cdot 13,055} + \frac{0,0002}{210}} = 191,46 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (7.20)$$

$$\dot{Q} = 0,96 \cdot 191,46 \cdot 13,055 \cdot 48,44 = 116,23 \text{ kW} \quad (7.21)$$

En el cas de la 2a marxa:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{867,1} + \frac{2,0914}{169,575 \cdot 13,055} + \frac{0,0002}{210}} = 476,43 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (7.20)$$

$$\dot{Q} = 0,96 \cdot 476,43 \cdot 13,055 \cdot 48,44 = \mathbf{289,235 \text{ kW}} \quad (7.21)$$

En el cas de la 3a marxa:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{867,1} + \frac{2,0914}{365,27 \cdot 13,055} + \frac{0,0002}{210}} = 627,82 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (7.20)$$

$$\dot{Q} = 0,96 \cdot 627,82 \cdot 13,055 \cdot 48,44 = \mathbf{381,14 \text{ kW}} \quad (7.21)$$

En el cas de la 4a marxa:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{867,1} + \frac{2,0914}{494,92 \cdot 13,055} + \frac{0,0002}{210}} = 676,63 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (7.20)$$

$$\dot{Q} = 0,96 \cdot 650,21 \cdot 13,055 \cdot 48,44 = \mathbf{394,73 \text{ kW}} \quad (7.21)$$

Després dels càlculs, podem comprovar que en tots els casos superem l'objectiu dels 90 kW, sobretot en el 2n, 3r i 4t cas. En aquestes situacions el termòstat es tancaria, dificultant o impedit la circulació del refrigerant a través del circuit del radiador i així mantenint la temperatura del circuit principal al voltant dels 88º per assegurar un òptim funcionament de la mecànica.

Per això ens centrarem en el 1r cas, que podria tenir problemes ja que és el més pròxim als 90 kW marcats i hem de recordar que les condicions inicials eren hipotètiques. Una alteració del resultat final o una variació de les condicions d'entrada podrien significar que el radiador no fos capaç d'extreure suficient energia calorífica i que les temperatures màximes fossin sobrepassades, resultant en un fracàs.

7.2 Comprovació amb el mètode NUT

Per assegurar-nos de que els càlculs siguin correctes, contrastarem els resultats anteriorment obtinguts amb el mètode NUT i després amb la simulació CFD.

El primer pas serà determinar el valor dels coeficients de capacitat tèrmica d'ambdós fluids i classificar-los en el major (C_{max}) i el menor (C_{min}). Abans però, necessitarem els caudals màssics dels fluids.

La velocitat de l'aire seran els 11,11 m/s del cas anterior.

$$\dot{m}_{aire} = V_{aire} \cdot S_{rad} \cdot \rho_{aire} = 11,11 \cdot 0,157464 \cdot 1,145 = 2,0033 \frac{kg}{s} \quad (7.22)$$

El caudal màssic del refrigerant el recuperem de l'apartat anterior.

$$\dot{m}_{aigua} = 1,64 \text{ kg/s}$$

$$C_{aire} = \dot{m}_{aire} \times C_{p \text{ aire}} = 2,0033 \cdot 1005 = 2.013,35 \text{ W/}^{\circ}\text{C} = C_{min} \quad (7.23)$$

$$C_{ref} = \dot{m}_{ref} \times C_{p \text{ ref}} = 1,64 \cdot 3597 = 5.900,279 \text{ W/}^{\circ}\text{C} = C_{max} \quad (7.24)$$

Ara per buscar el nombre d'unitats de transferència (NUT) prendrem el valor U_0 del mètode anterior i l'àrea d'intercanvi.

$$NTU = \frac{A_{ca} \cdot U_0}{C_{min}} = \frac{13,055 \cdot 191,46}{2.013,35} = 1,2424 \quad (7.25)$$

A continuació calculem la relació entre les capacitats tèrmiques (C) de la següent manera:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{2.013,35}{5.900,279} = 0,34123 \quad (7.26)$$

Seguidament calculem el coeficient d'eficiència ε , que té una fórmula distinta per a cada tipus d'intercanviador. Per un radiador de flux creuat i un pas sense cap fluid mesclat és la següent:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= 1 - \exp \left[\frac{\exp(-NTU \cdot C \cdot NTU^{-0,22}) - 1}{C \cdot NTU^{-0,22}} \right] = \\ &= 1 - \exp \left[\frac{\exp(-1,2424 \cdot 0,34123 \cdot 1,2424^{-0,22}) - 1}{0,34123 \cdot 1,2424^{-0,22}} \right] = 0,64\end{aligned}\quad (7.27)$$

Finalment; trobem la capacitat tèrmica i les temperatures de sortida segons les fórmules:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= C_{min} \cdot (T_{ref\ ent} - T_{aire\ ent}) \cdot \varepsilon = \\ &= 2.013,35 \cdot (120 - 35) \cdot 0,64 = \mathbf{109,55\ kW}\end{aligned}\quad (7.28)$$

$$T_{ref\ sort} = T_{ref\ ent} - \varepsilon \cdot (C_{min}/C_{ref}) \cdot (T_{ref\ ent} - T_{aire\ ent}) = \quad (7.29)$$

$$T_{ref\ sort} = 120 - 0,64 \cdot (0,34123) \cdot (120 - 35) = \mathbf{101,43\ ^\circ C}$$

$$T_{aire\ sort} = T_{aire\ ent} + \varepsilon \cdot (C_{min}/C_{aire}) \cdot (T_{ref\ ent} - T_{aire\ ent}) = \quad (7.30)$$

$$T_{aire\ sort} = 35 + 0,64 \cdot (1) \cdot (120 - 35) = \mathbf{89,41\ ^\circ C}$$

Segons el mètode NUT, la capacitat del radiador és una mica reduïda respecte el mètode de la LMDT. Això pot ser degut a que les temperatures de sortida no són iguals per ambdós mètodes, ja que les de la LMDT eren hipotètiques.

Si calculem la LMDT amb les temperatures obtingudes amb el mètode NUT i re-calculem el coeficient F i \dot{Q} trobem:

$$TLMDT\ NUT = 46,29\ ^\circ C \quad F(P, R) = 0,945$$

$$\dot{Q} = 0,945 \cdot 191,46 \cdot 13,055 \cdot 46,29 = \mathbf{109,34\ kW}\quad (7.21)$$

El resultat obtingut és molt pròxim al del mètode NUT.

7.3 Cas “Post-simulació”

Després de realitzar la simulació podem comprovar les temperatures de sortida d'ambdós fluids i trobar una LMDT més realista i així poder arribar a uns resultats més pròxims a la realitat que amb la nostra hipòtesi inicial.

En aquest cas, farem servir els càlculs anteriors junt amb les temperatures extrems dels resultats de la simulació.

7.3.1 Entrada del refrigerant a 120°C

En el cas on el refrigerant a l'entrada és 120 °C, la simulació dona uns resultats per a les temperatures de sortida de 102,264°C pel refrigerant i 84,982°C per l'aire.

Per tant, calculem la nova LMDT, F i la potència calorífica.

$$\Delta T_a = 120 - 84,982 = 35,018^\circ\text{C} \quad \Delta T_b = 102,264 - 35 = 67,264^\circ\text{C}$$

$$LMDT = \frac{35,018 - 67,264}{\ln \frac{35,018}{67,264}} = 49,4^\circ\text{C} \quad (7.10)$$

$$\dot{Q} (Ri 120^\circ\text{C}) = 0,96 \cdot 191,46 \cdot 13,055 \cdot 46 = \mathbf{118,53 \text{ kW}} \quad (7.21)$$

L'error és del 2% respecte el mètode LMDT i del 8,2% respecte el mètode NUT.

Ara bé, si calculem la potència calorífica segons la fórmula de la capacitat calorífica del fluid trobem que:

$$\dot{Q} = 1,64 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 3597 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (120^\circ\text{C} - 102,264^\circ\text{C}) = \mathbf{104,63 \text{ kW}} \quad (7.4)$$

En aquest cas l'error amb el mètode LMDT és de l'11,1 % i respecte el NUT del 4,7%.

*Aquest resultat podria evidenciar que el valor pres per la U_0 és massa gran i, per tant, el valor del coeficient de convecció i del Nombre de Nusselt de l'aire hauria de ser menor.

7.3.2 Entrada del refrigerant a 90°C

Si la temperatura del refrigerant a l'entrada és 90 ° C, la simulació dona uns resultats per a les temperatures de sortida de 78°C pel refrigerant i 69,9°C per l'aire.

Per tant, calculem la nova LMDT, F i la potència calorífica.

$$\Delta T_a = 90 - 69,9 = 20,1^\circ\text{C} \quad \Delta T_b = 78 - 35 = 43^\circ\text{C}$$

$$LMDT = \frac{20,1 - 43}{\ln \frac{20,1}{43}} = 30,11^\circ\text{C} \quad (7.10)$$

$$\dot{Q}(Ri\ 90^\circ\text{C}) = 0,95 \cdot 191,46 \cdot 13,055 \cdot 30,11 = \mathbf{71,5\ kW} \quad (7.21)$$

8 Conclusions

Certament, hi ha algunes discordances entre els resultats obtinguts entre els càlculs i la simulació. Si comparem el menor resultat de capacitat calorífica amb el de major, podem observar que de 104,63 kW a 118,53 kW hi ha un error de l'11,7 %.

Des del meu punt de vista, aquest error s'atribueix al fet de no poder determinar el valor del número de Nusselt amb certesa, fet que fa variar el coeficient U_0 .

També s'ha de dir que el mètode que utilitza el programa CFD per calcular no és perfecte i es susceptible de variació depenent de molts factors, com poden ser el refinament de la malla, el nombre d'iteracions o el mètode de càlcul escollit. A més, s'ha de considerar que no hem realitzat una simulació del radiador sencer, fet que pot alterar la forma en que es comporta la transferència de temperatura i l'efectivitat de les aletes.

Dit això, si ens fixem en el pitjor resultat obtingut, encara estem per sobre dels 90 kW establerts, concretament en els 104,63 kW.

Segons els resultats obtinguts a la simulació també es pot comprovar que, si el refrigerant d'entrada es troba a una temperatura de 90°C, el radiador no és capaç d'extreure els 90 kW d'energia calorífica. Per tant, en aquest cas la temperatura del refrigerant a l'entrada augmentaria.

En canvi, quan el refrigerant d'entrada està a 120°C, el radiador sobrepassa els 90 kW exigits. Per tant, hi ha una temperatura del refrigerant d'entrada entre 90°C i 120°C on el sistema és estable.

Aquesta situació s'aconsegueix una vegada s'assoleixen aproximadament els 107 °C al refrigerant d'entrada.

Pel que fa a la temperatura de sortida de l'aire, el pitjor resultat obtingut és de 89,4°C segons el mètode NUT. De totes formes, perquè es donés aquest cas el refrigerant a l'entrada hauria d'assolir els 120 °C i segons els nostres resultats això és impossible, per tant l'aire no sobrepassarà la temperatura de sortida màxima imposada de 88 °C.

La conclusió final és que el sistema queda validat i que és capaç de complir amb totes les condicions establertes.

Això si, és de vital importància seguir un manteniment regular i assegurar-se de que totes les peces del sistema funcionin correctament si volem que el nostre vehicle resisteixi el pas del temps i encara sembli com nou.

8.1 Recomanacions

En cas de buscar arribar a uns resultats més exactes, en el futur es podrien seguir els següents mètodes:

- Realitzar una simulació del radiador complet i fer les iteracions necessàries per arribar a la convergència absoluta. Per fer-ho es necessitaria un ordinador molt potent.
- Analitzar el sistema de forma empírica instal·lant una varietat de sensors de temperatura en punts clau del sistema on es pogués tenir una lectura clara de les temperatures d'entrada i sortida dels fluids. A la vegada caldria posar el motor sota plena càrrega per generar la màxima quantitat de calor. D'aquesta forma es podria acotar amb exactitud el valor d' U_0 i h_{aire} .

9 Dificultats al llarg del treball

Càlculs

Trobar la informació necessària (llibres, explicacions, fórmules, etc...) va ser més complicat i llarg del que em pensava.

Aplicar les fórmules de forma correcta y entendre com funciona un radiador sembla més senzill a primera vista.

Vaig fallar a l'hora de seleccionar la secció de pas de l'aire a través del radiador (no és la secció total directament, sinó que s'hi ha de restar l'espai dels tubs i les aletes) Per això a la simulació m'apareixien velocitats massa grans perquè el cabal d'aire era massa gran i vaig sospitar.

Trobar les característiques del fluid refrigerant (Etilenglicol-Aigua al 50% en volum) va ser un problema. Cada pàgina que consultava donava valors diferents, fet que em feia desconfiar i al final vaig prendre valors mitjans.

Reynolds y Nusselt

Vaig agafar un Nusselt per l'aire en règim laminar massa gran ja que desconeixia quin valor prendre perquè no vaig trobar cap altra referència a banda de geometries en forma de rectangle o quadrat. La aleta sembla un rectangle, però no es comporta com a tal ja que tendeix a deixar passar l'aire cap a la banda ample de sota, on s'hi genera la màxima velocitat, i aquesta irregularitat de flux disminueix el seu Nusselt vertader.

Un dels fluxos està en règim de transició, així que trobar el valor de Nusselt va ser complicat, ja que vaig haver de fer una aproximació amb la gràfica de Moody i vaig haver de buscar la rugositat del material.

SolidWorks

No crec que faci falta dir res més. Amb el títol n'hi ha prou. Sé que és un programa d'edició 3D molt estès, però al meu parer sembla que crea més problemes dels que soluciona. Crear la geometria d'UNA SOLA fila d'aletes va ser tota una odissea. Fer la peça amb una extrusió semblava la forma més fàcil però a l'hora de crear un croquis amb el perfil de 162 aletes no li agradava gaire. Es bloquejava, donava errors, etc. Però al final va fer la peça però les superfícies superior i inferior estaven segmentades en 3 parts per cada aleta i vaig creure que donaria problemes a l'hora de fer la simulació. Així que vaig intentar fer la peça amb altres operacions perquè totes les superfícies fossin contínues... Intentar... No va ser possible així que vaig passar directament a provar la simulació.

Simulació amb Autodesk CFD Motion

Al principi volia simular el radiador sencer que compta amb 54 files d'aletes i 53 tubs. Vaig ser capaç de dibuixar-ho amb el SolidWorks, però aviat vaig veure que seria impossible degut a la complexitat i a la magnitud de la geometria. El programa CFD no carregava la geometria en hores així que vaig optar per simular trossos de radiador cada vegada més petits fins que vaig arribar a un tub i una fila d'aletes, i gràcies, perquè ja no podia retallar més si volia obtenir una simulació mínimament propera a la realitat.

Però a l'hora d'importar la geometria d'una fila d'aletes van començar els problemes. Vaig provar un munt de tipus d'arxius d'importació, entre ells STL, ParaSolid, STEP, IGES, ASM, i fins i tot l'arxiu de guardat del SolidWoks, ja que el CFD l'admet. Però en comptes de la geometria perfecte que havia dibuixat amb el SolidWoks, el CFD importava una fila d'altres heterogènies, tortes, arrugades i aixafades, a més, a vegades incloent textures "bugejades" entremig.

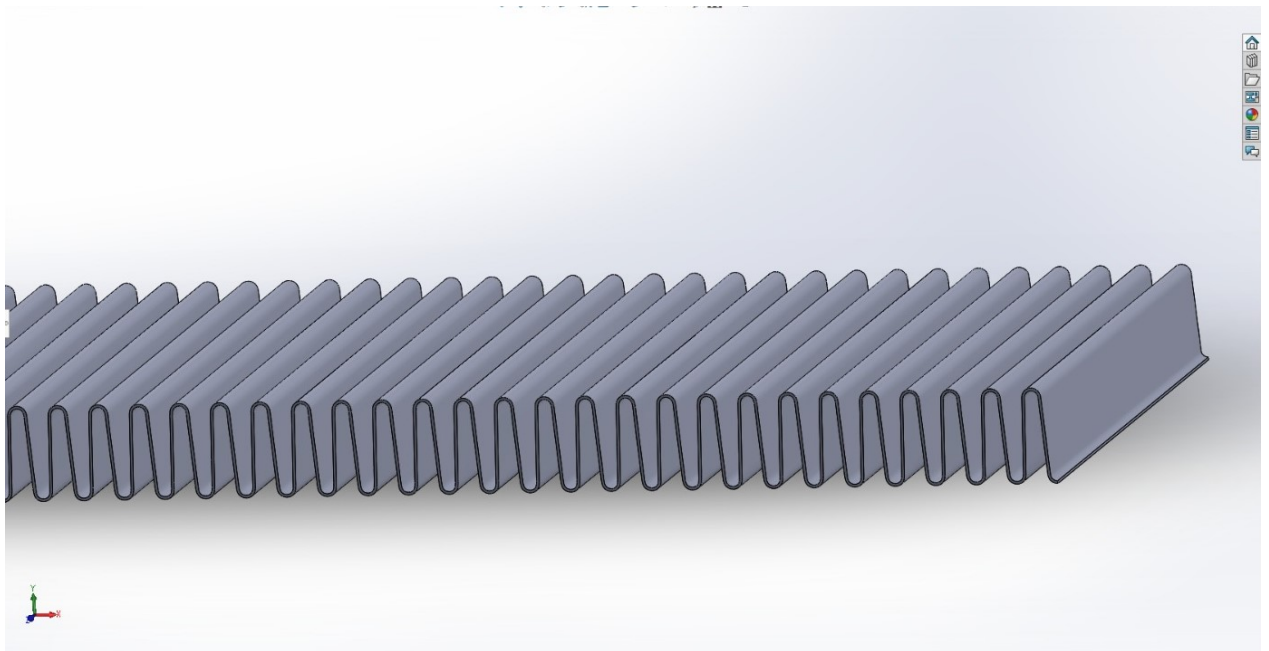


Figura 9.1 – Geometria perfecte dibuixada en SolidWorks

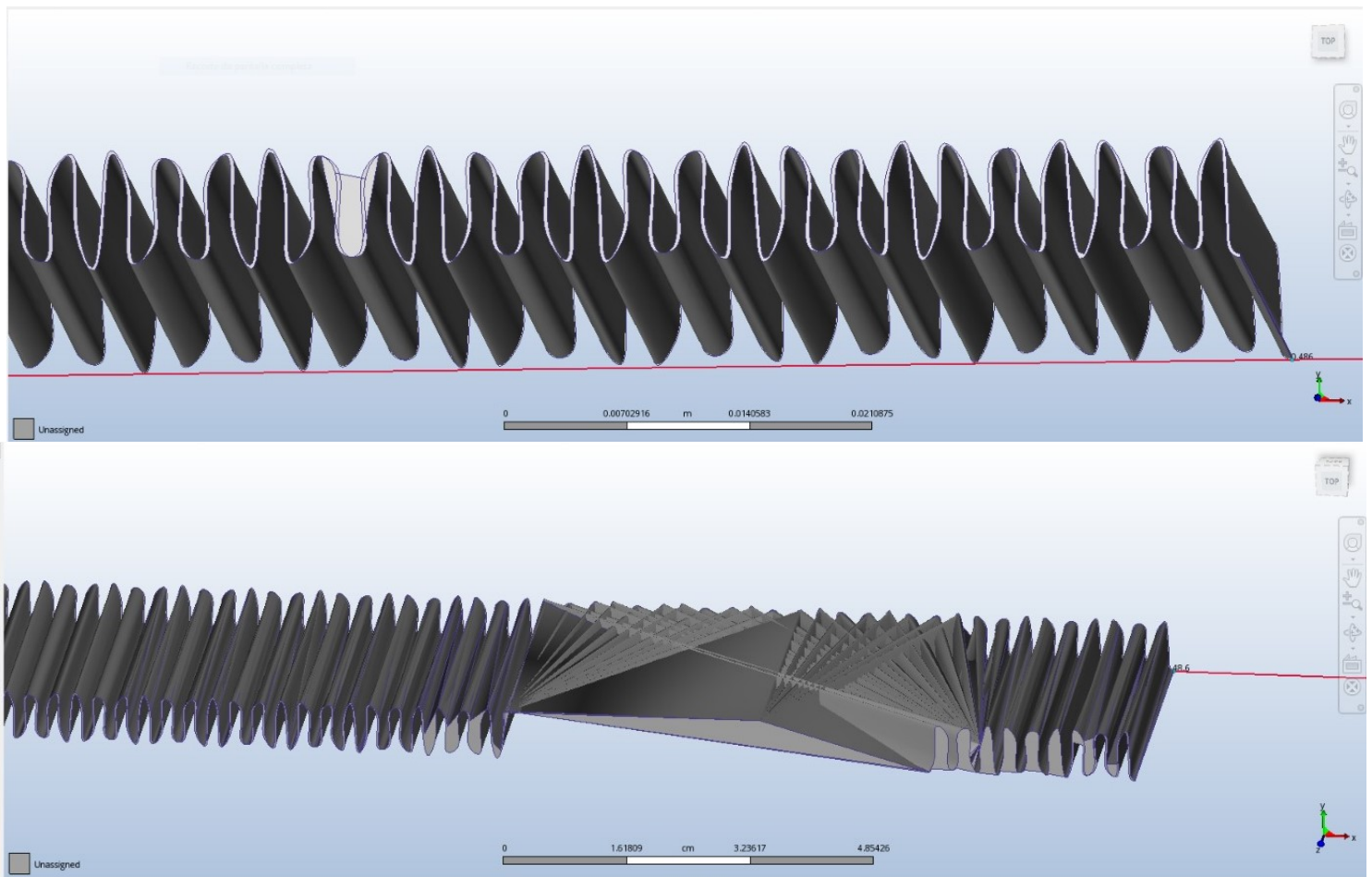


Figura 9.2 – Diversos exemples de problemes de renderitzat per part del CFD, resultant en geometries errònies

La solució definitiva va ser executant el CFD des del propi SolidWorks amb la geometria ja preparada per simular, ja que a una de les pestanyes de l'entorn de treball del SolidWorks m'apareixia el CFD que havia instal·lat. Suposo que deuen tenir un conveni de cooperació.

Aprendre a designar els fluxos dels fluids i ajustar la configuració de la simulació em va costar una mica, però després de veure uns quants videotutorials i visitar la web d'Autodesk del CFD vaig començar entendre com anava el programa.

El cas és que hi havia un problema a l'hora de generar el volum exterior per l'aire, ja que de forma predeterminada i imposada pel programa, aquest havia de ser més gran que la geometria a simular i, per tant, entrava en contacte amb el volum del líquid refrigerant. A continuació el programa enviava un missatge d'error dient que dos fluids diferents no poden entrar en contacte, impedit així la simulació. Vaig poder solucionar-ho creant jo mateix els volums dels fluids amb el SolidWorks.

Al principi vaig fer servir un prototip reduït de 3cm amb 10 aletes per provar la simulació perquè només trigava 5 minuts en calcular-se. Una vegada la vaig tenir ben ajustada vaig passar a la versió en gran que pot trigar més de 10 hores en completar-se depenent del número d'iteracions que assigni l'usuari.

Només resta dir que el programa necessita d'una màquina molt potent per funcionar de forma ràpida i fluida, tenint en compte que tinc la tecnologia punta de 2013. A l'hora de visualitzar els resultats de la simulació l'experiència era lenta i amb pauses d'uns 5 segons entre canvis de peça i variables. També utilitza una gran quantitat de memòria RAM quan calcula. El meu equip disposa de 16 GB i el programa ocupava tot el que li permetia el Windows.

Segons la pàgina oficial del software d'Autodesk els requisits recomanats són els següents:

SUGGESTED HARDWARE	<p data-bbox="499 208 778 237">Recommended Desktop</p> <ul data-bbox="499 271 1299 450" style="list-style-type: none"><li data-bbox="499 271 1299 309">· Model: Dell T5600 with Intel Xeon E3-1241 v3 @3.5 GHz (8 cores) ¹<li data-bbox="499 322 647 351">· RAM: 32 GB<li data-bbox="499 371 831 400">· Video: Nvidia Quadro 4000<li data-bbox="499 421 762 450">· Hard Drive: 1 TB HDD <p data-bbox="499 472 1283 501">¹ If more speed is needed add a 2nd E3-1241 for a total of 16 cores</p>
-----------------------	--

Figura 9.3 – Requisits de Hardware recomanats per Autodesk CFD 2018

Estem parlant d'una estació de treball amb una placa base amb capacitat per instal·lar no un, sinó dos processadors Intel Xeon que són molt potents i sovint s'utilitzen en servidors; una Nvidia Quadro que és una targeta gràfica especialitzada en entorns 3D amb gran quantitat d'informació i 32 GB de RAM, però es podria requerir més memòria segons la magnitud de la simulació. La suma ascendeix a un equip que podria rondar els 3.000 € o sobrepassar-los depenent dels components escollits.

Per tant, la única forma de realitzar la simulació del radiador complert em temo que seria utilitzant els servidors en el núvol d'Autodesk o disposant d'accés a una estació de treball especialitzada amb molta memòria i potència de processament de càlcul i gràfics.

10 Bibliografía

- [1] Incropera, F. P., DeWitt, D. P. Introduction to Heat Transfer. John Wiley, New York, 4a edició, 1999.
- [2] Cengel, Yunus A.; Boles, Michael A.. McGraw-Hill. Thermodynamics – an Engineering Approach, 2005.
- [3] Cengel, Yunus A. y John M. CIMBALA, “Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones”, 1ª edició, McGraw-Hill, 2006.
- [4] V.Isachenko & V.osipova & A.Sukomel. Transmisión de calor. Boixareu Editores, 1973
- [5] Francisco Domingo Molina Aiz, Termotecnia: Fundamentos y sistemas de transmisión de calor, 2010.
- [6] Carlos Alberto Romero Piedrahita, Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión interna alternativos, 2009.
- [7] Tizio, Aurélien. Diseño y método experimental para validación de sistemas de refrigeración motor sobre vehículo prototipo, 2009.
- [8] RASA, Catàleg de radiadors 2014. [online]. [Consulta: Juny 2018]. <http://www.mayasa.com.mx/descargas/catalogos/rasa/catalogo_rasa_2014.pdf>
- [9] ACTUALIDAD MOTOR, El sistema de refrigeración de un coche. [online] [Consulta: Setembre 2018] <<https://www.actualidadmotor.com/el-sistema-de-refrigeracion/>>
- [10] Jeff Sines, Difference Between the Effectiveness-NTU and LMTD Methods, [online], 29 Juny 2017. [Consulta setembre 2018]. <<http://kb.eng-software.com/display/ESKB/Difference%2BBetween%2Bthe%2BEffectiveness-NTU%2Band%2BLMTD%2BMethods>>
- [11] Autodesk, CFD Support and learning [online]. [Consulta Setembre 2018]. <<https://knowledge.autodesk.com/support/cfd>>
- [12] Autodesk, Autodesk Knowledge Network, Autodesk CFD 2019 [online]. [Consulta Setembre 2018]. <<http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2019/ENU/>>

- [13] MEGlobal, Ethylene Glycol Product Guide [online]. [Consulta: Juliol 2018].
<http://www.meglobal.biz/media/product_guides/MEGlobal_MEG.pdf>
- [14] The Engineering Toolbox, Ethylene Glycol Heat-Transfer Fluid. [online].
[Consulta: Setembre 2018]. <https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html>
- [15] Detector cooling, Propietats de l'etilenglicol-aigua al 50%. [online].
[Consulta: Setembre 2018]. <<http://detector-cooling.web.cern.ch/Detector-Cooling/data/Table%208-3-1.htm>>
- [16] UNILAB, Radiator Suite Overview [online]. [Consulta: Setembre 2018].
<<http://www.unilab.eu/articles/technical-articles/thermodynamic-engineering-articles/radiator-suite-overview/>>
- [17] Autodoc, recanvi oficial del radiador del vehicle. [online]. [Consulta: Maig 2018]. <<https://www.autodoc.es/hella/7884682>>
- [18] W124 the independent Mercedes Estate specialists. Fotografies. [online].
[Consulta Octubre 2018]. <<http://www.w124.co.uk/>>
- [19] Piel de Toro, Mercedes E 300 Automático. [online]. [Consulta: Juny 2018].
<<https://www.pieldetoro.net/web/pruebas/ver.php?ID=714>>

11 Annexes

11.1 Simulació amb el refrigerant a l'entrada a 120°C

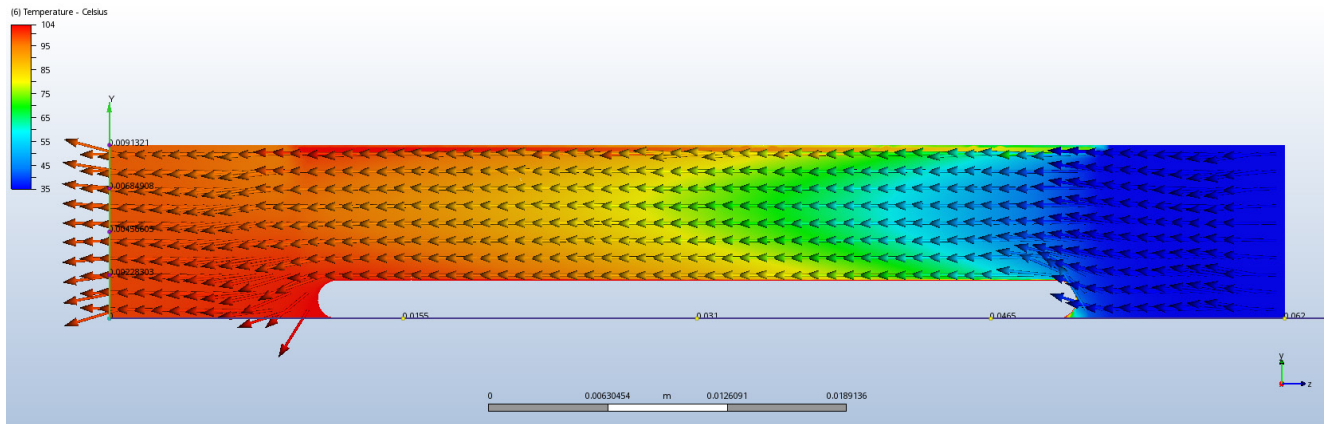


Figura 11.1 - 2a aleta. Distribució temperatura de l'aire amb vectors de velocitat.

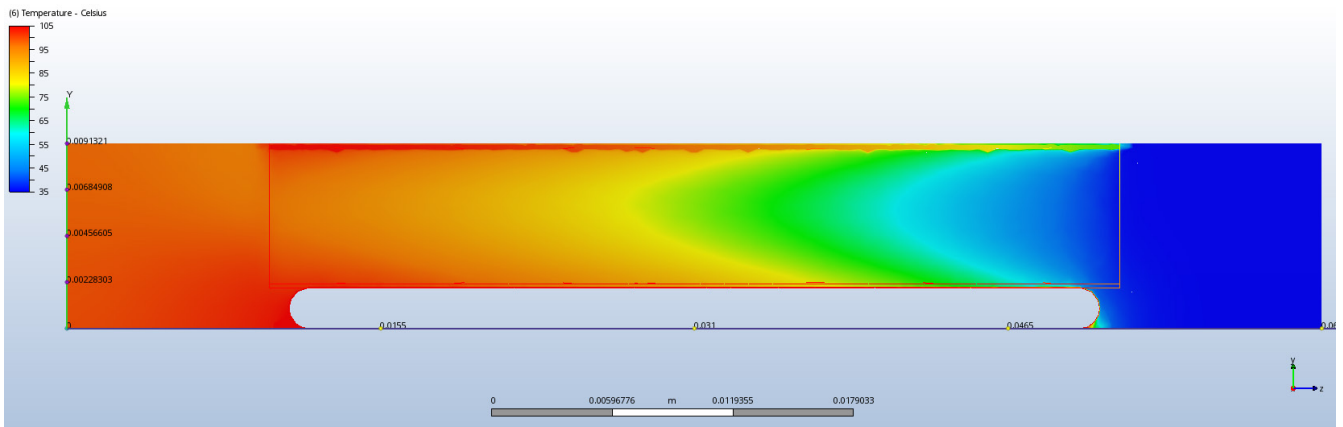
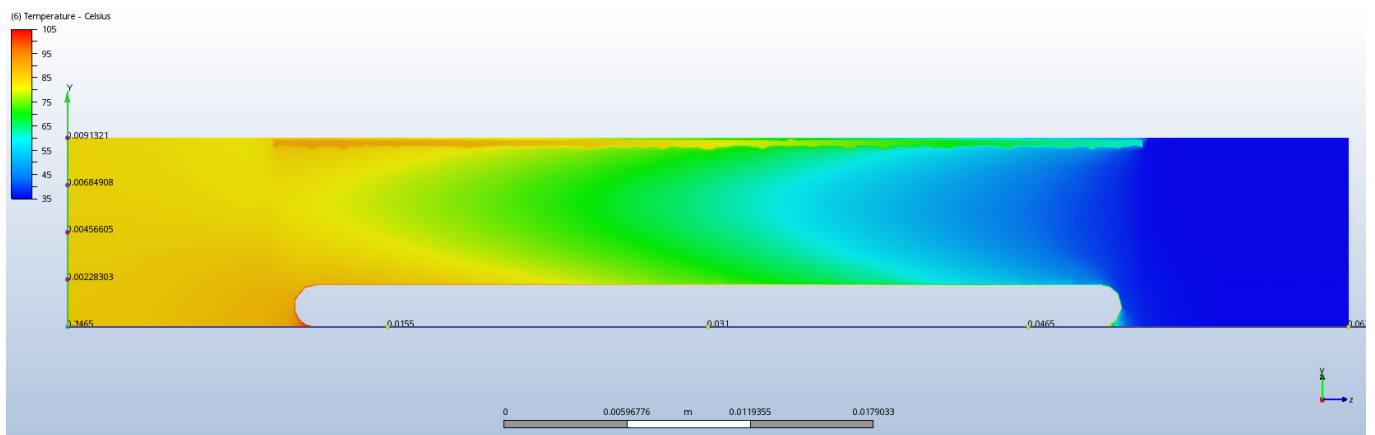


Figura 11.2 - 2a aleta. Distribució temperatura de l'aire i l'alumini.

Figura 11.3 – Penúltima aleta. Distribució de temperatura de l'aire i l'alumini.



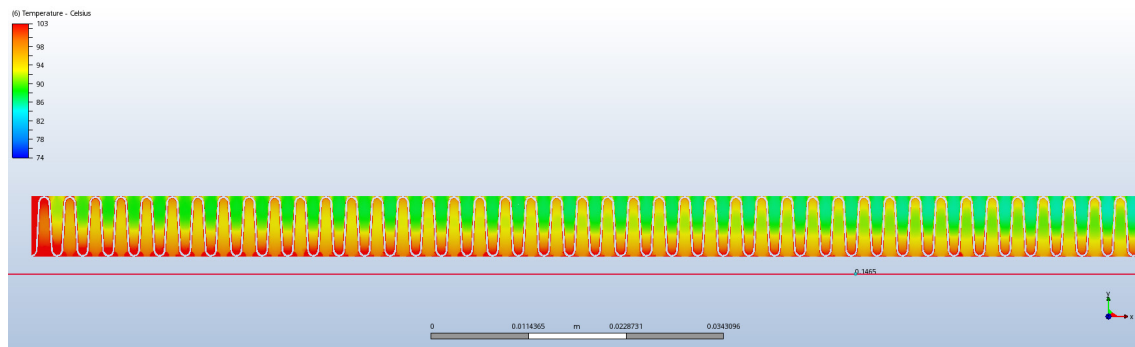


Figura 11.4 –Temperatura de l'aire a la sortida de les aletes. Banda calenta.

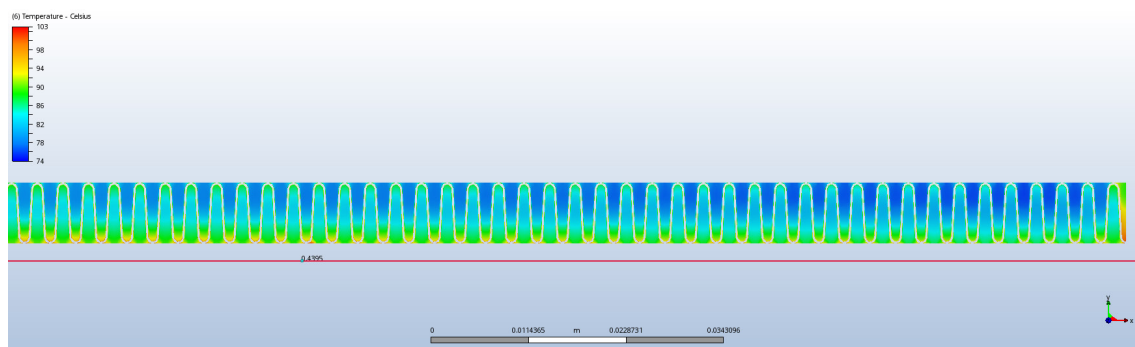


Figura 11.5 –Temperatura de l'aire a la sortida de les aletes. Banda freda.

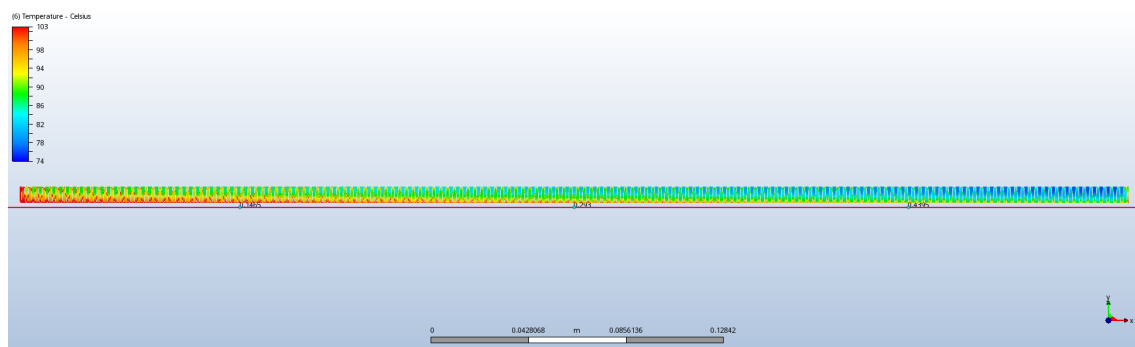


Figura 11.6 –Distribució de temperatura de l'aire a la sortida de les aletes.

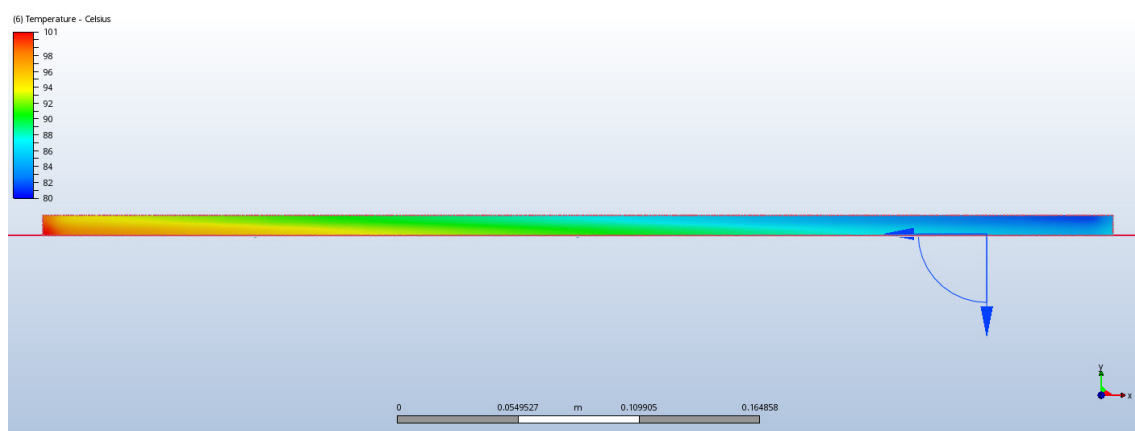


Figura 11.7 –Distribució de temperatura de l'aire a la sortida.

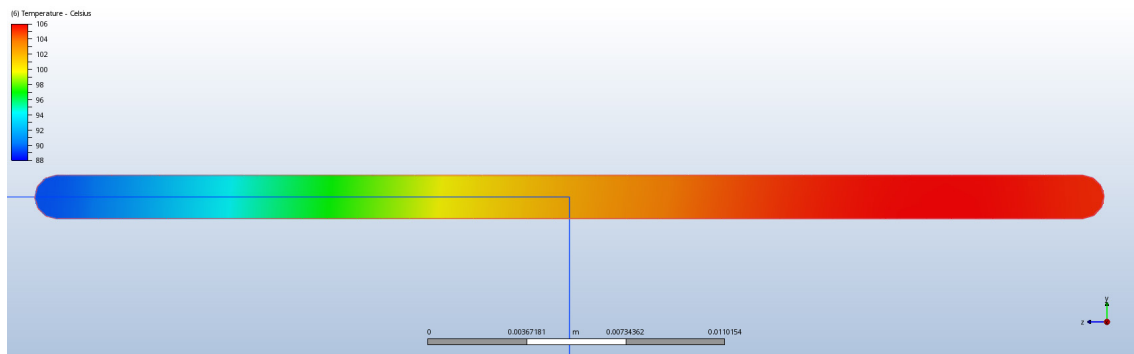


Figura 11.8 –Distribució de temperatura del refrigerant a la sortida

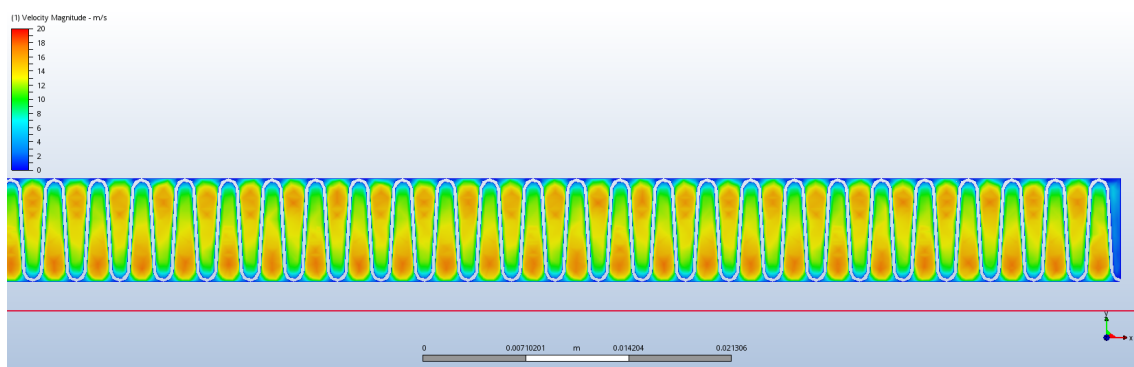


Figura 11.9 –Distribució de velocitat d'entrada de l'aire. Banda dreta.

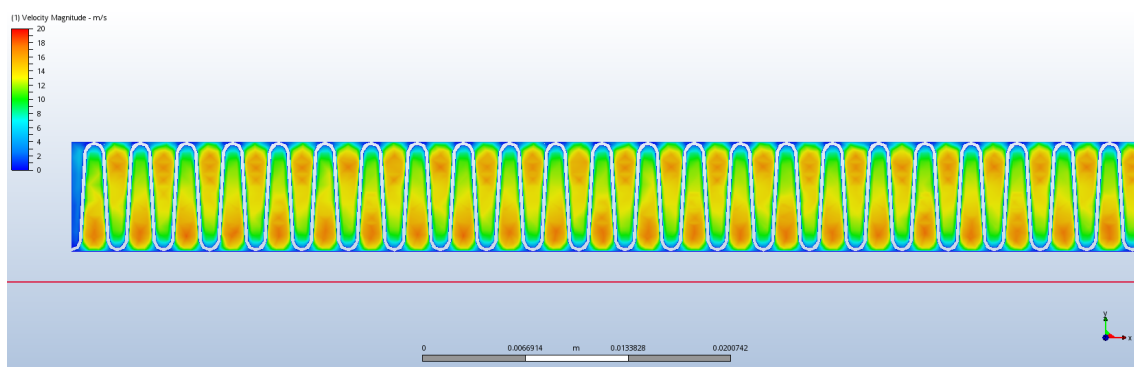


Figura 11.10 –Distribució de velocitat d'entrada de l'aire. Banda esquerra.

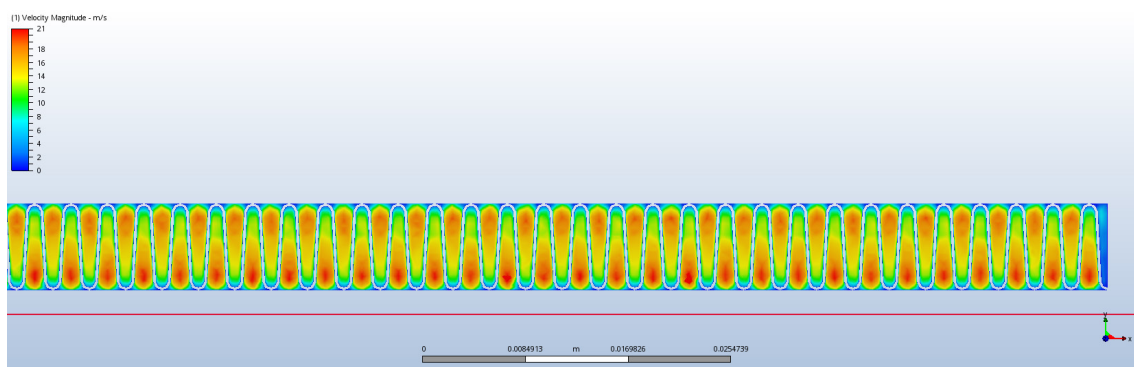


Figura 11.11 –Distribució de velocitat de sortida de l'aire. Banda dreta.

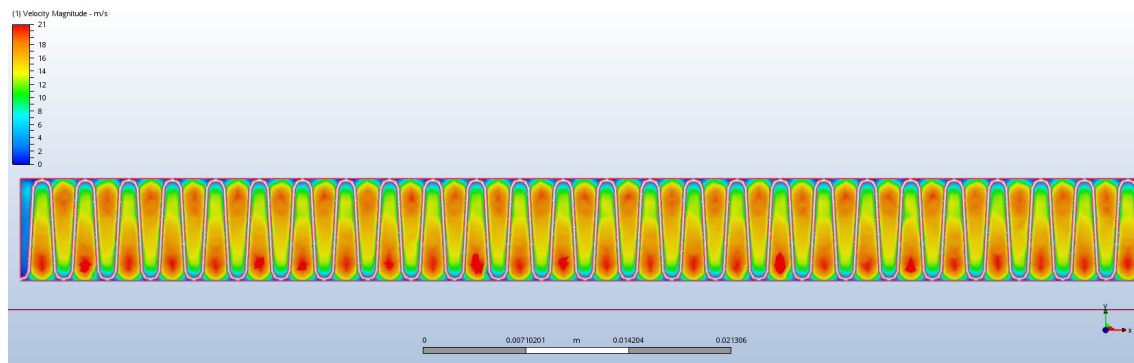


Figura 11.12 –Distribució de velocitat de sortida de l'aire. Banda esquerra.

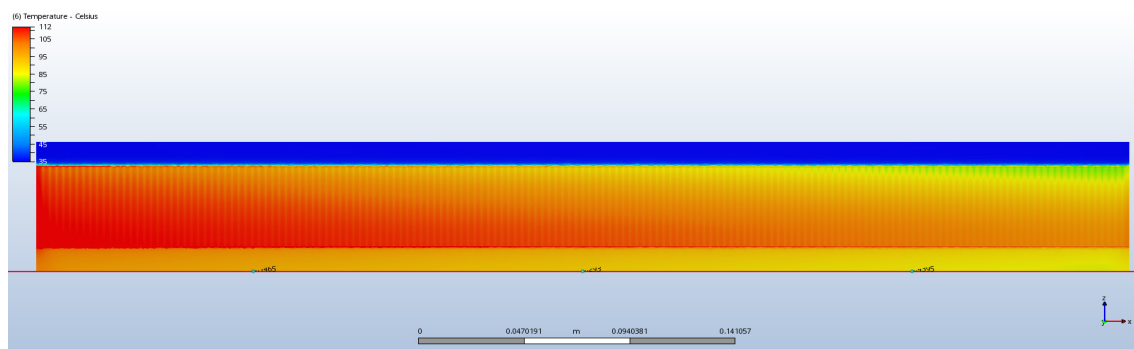


Figura 11.13 –Distribució de temperatura externa de l'aire. Vista inferior.

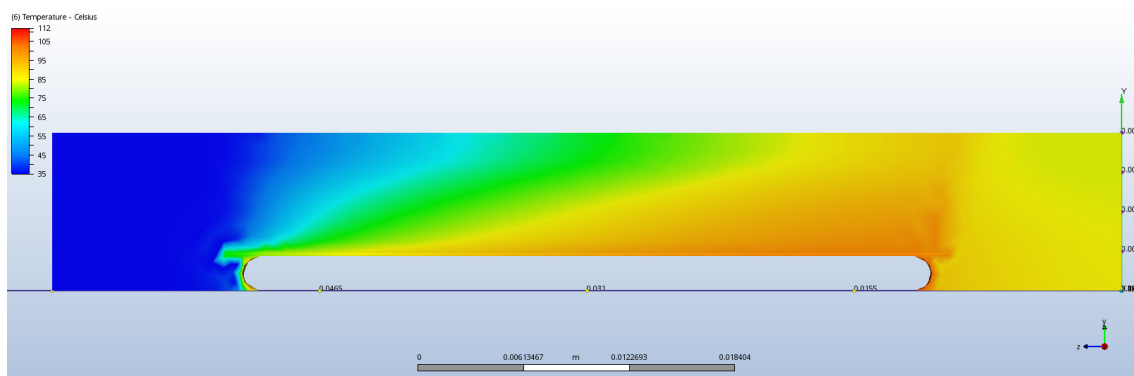


Figura 11.14 –Distribució de temperatura externa de l'aire. Banda dreta.

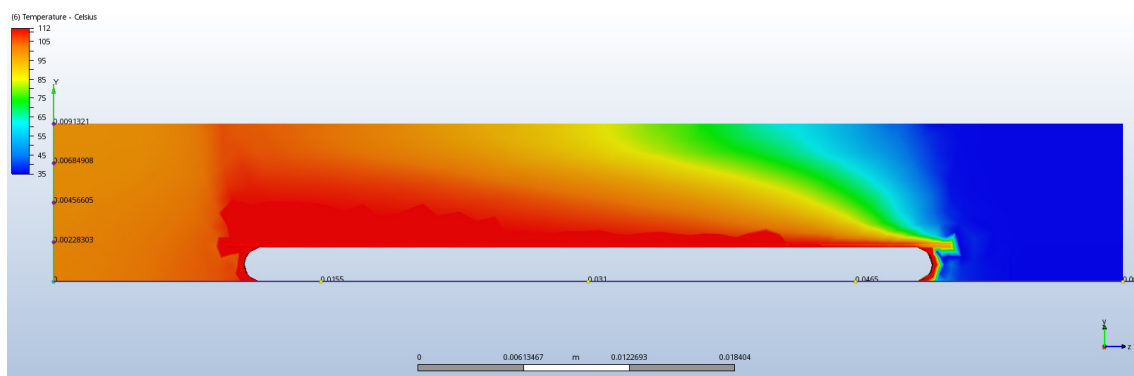


Figura 11.15 –Distribució de temperatura externa de l'aire. Banda esquerra.

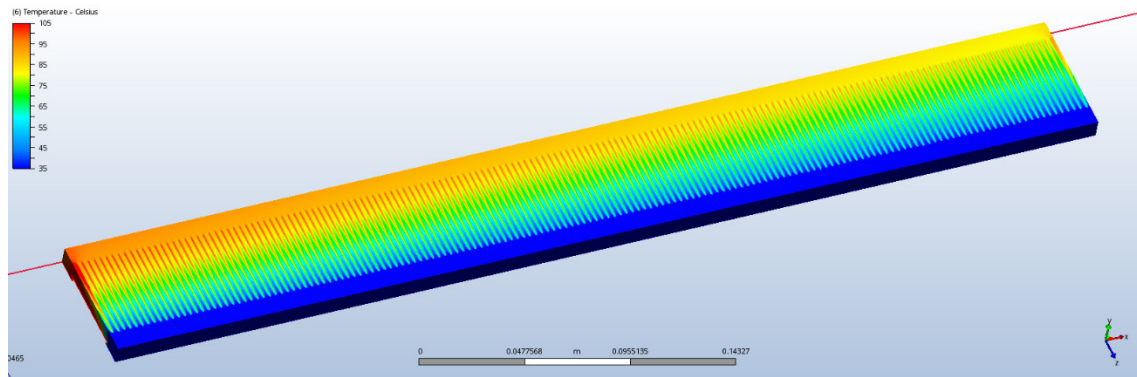


Figura 11.16 –Distribució de temperatura externa de l'aire. Vista superior.

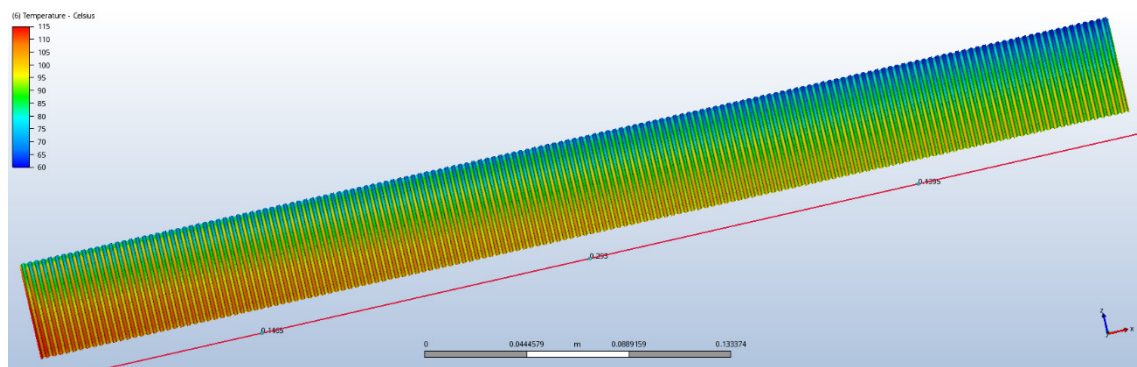


Figura 11.17 –Distribució de temperatura de les aletes. Vista inferior.

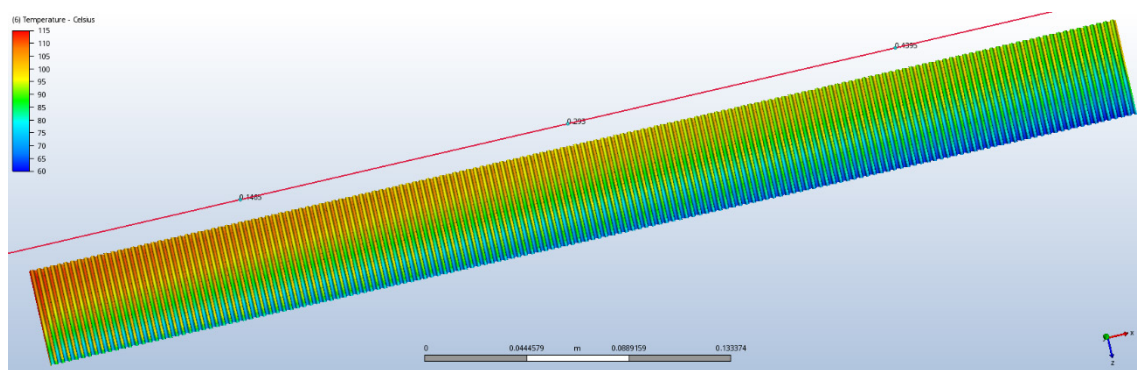


Figura 11.18 –Distribució de temperatura de les aletes. Vista superior.

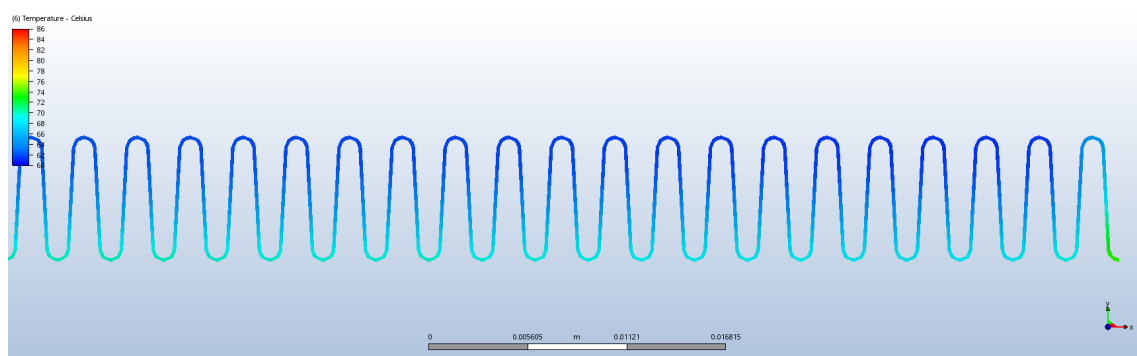


Figura 11.19 –Distribució de temperatura de les aletes a l'entrada. Banda dreta.

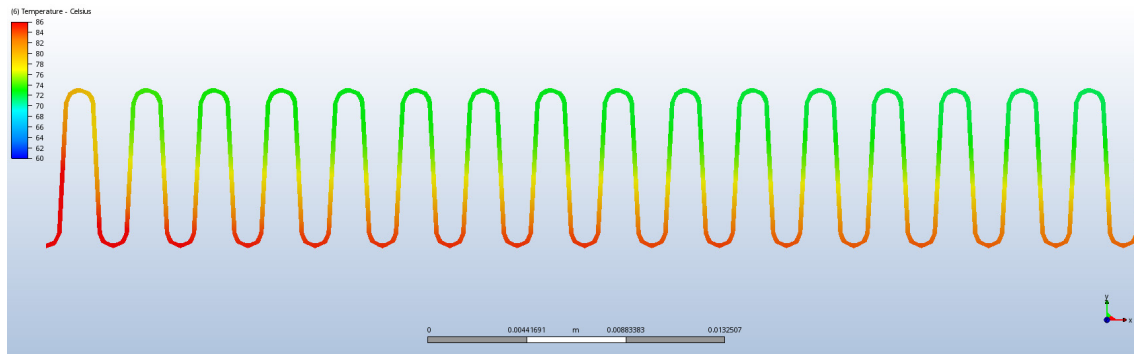


Figura 11.20 –Distribució de temperatura de les aletes a l'entrada. Banda esquerra.

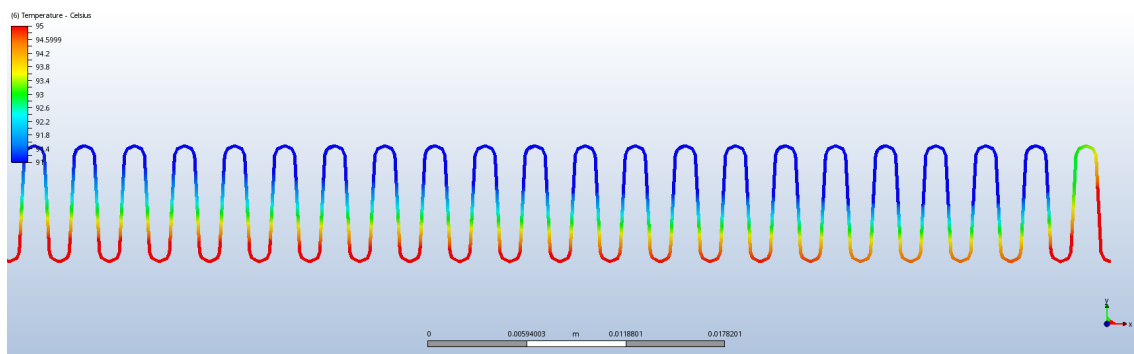


Figura 11.21 –Distribució de temperatura de les aletes a la sortia. Banda dreta.

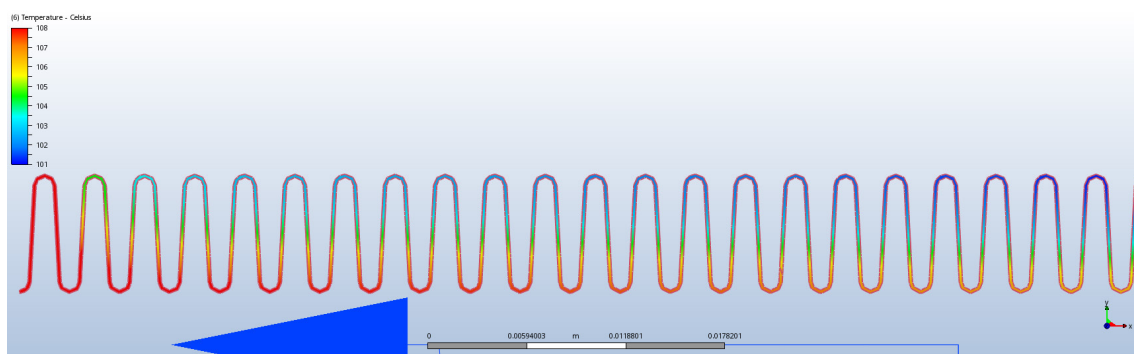


Figura 11.22 –Distribució de temperatura de les aletes a la sortia. Banda esquerra.

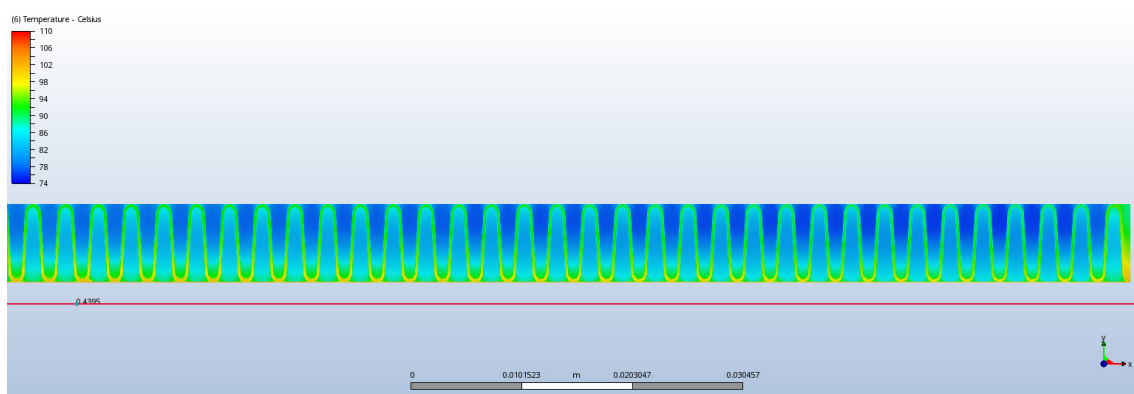


Figura 11.23 –Temperatura de l'aire i les aletes a la sortia. Banda dreta.

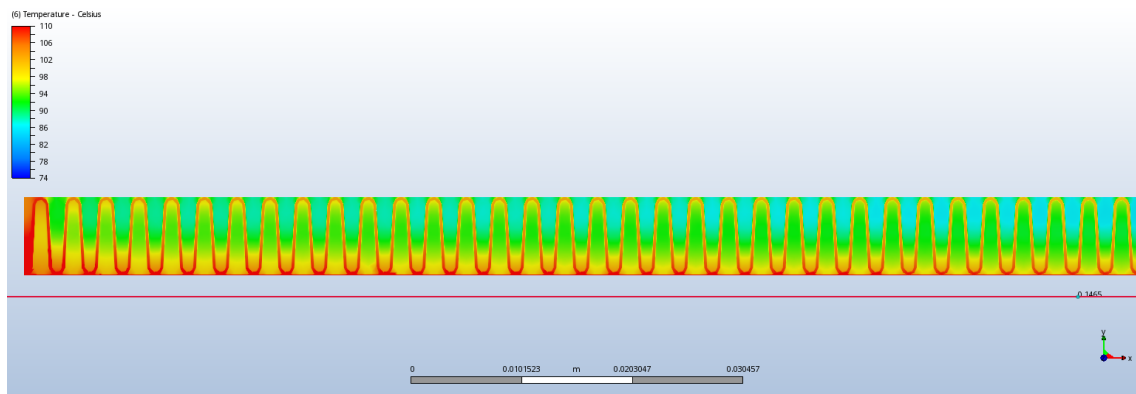


Figura 11.24 –Temperatura de l'aire i les aletes a la sortida. Banda esquerra.

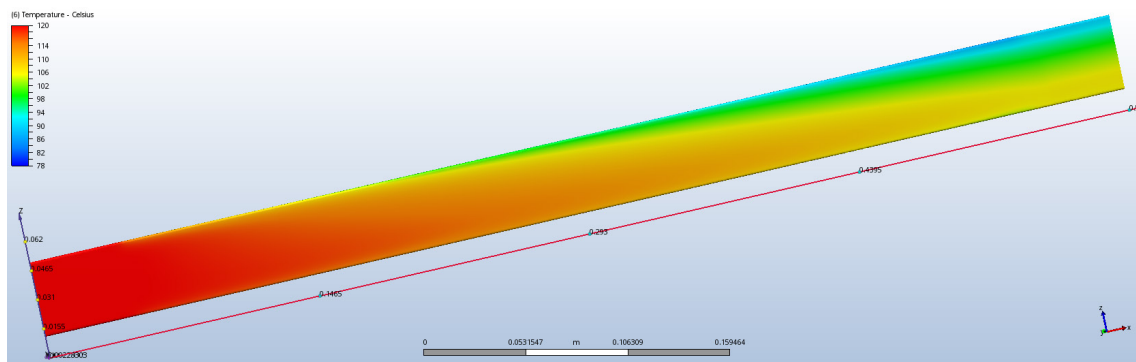


Figura 11.25 –Temperatura del refrigerant exterior. Vista inferior.

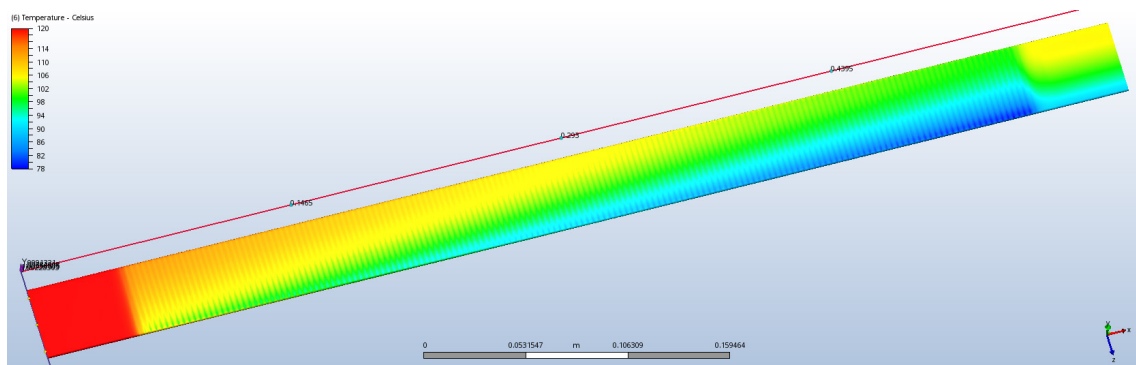


Figura 11.26 –Temperatura del refrigerant exterior. Vista superior.

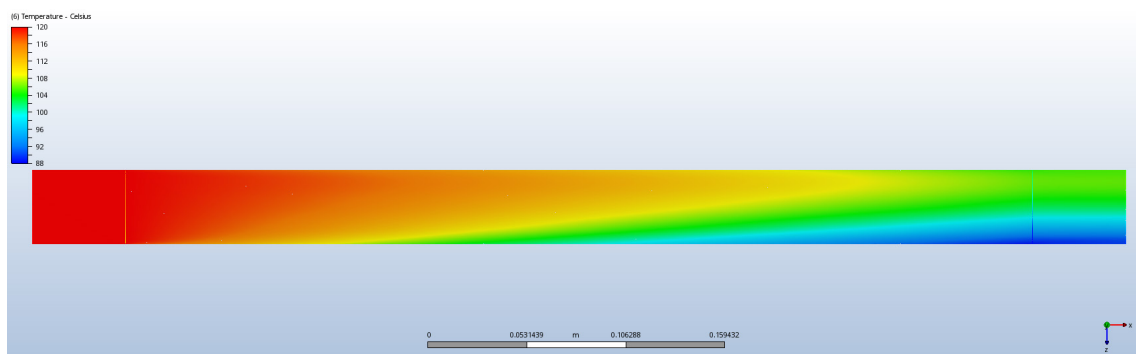


Figura 11.27 –Temperatura del refrigerant al pla mig.

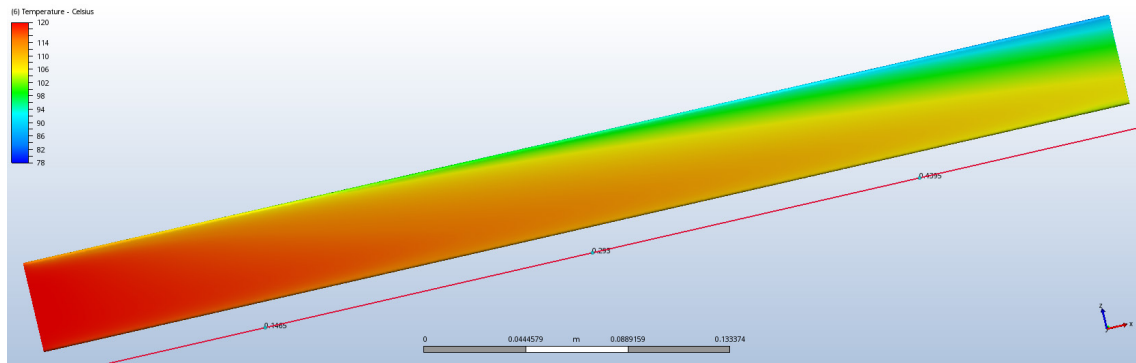


Figura 11.28 –Temperatura externa del tub d'alumini. Vista inferior.

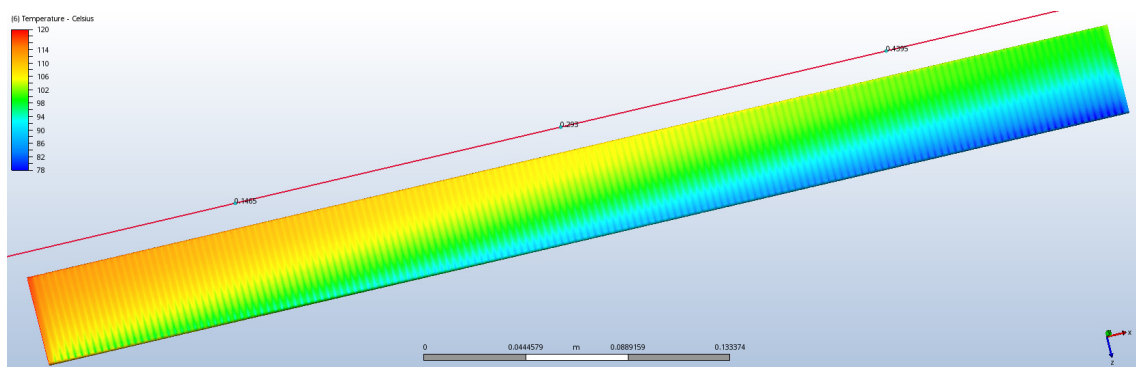


Figura 11.29 –Temperatura externa del tub d'alumini. Vista superior.

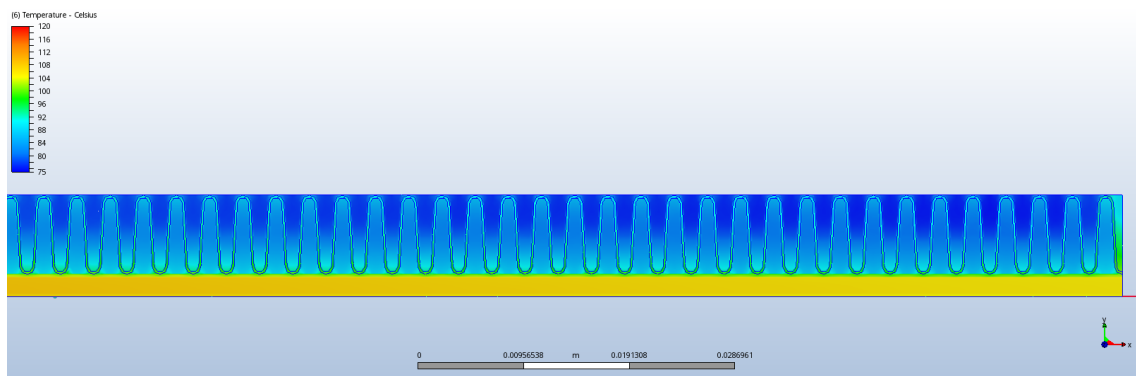


Figura 11.30 –Temperatura de tots els elements a la sortida de les aletes. Banda dreta.

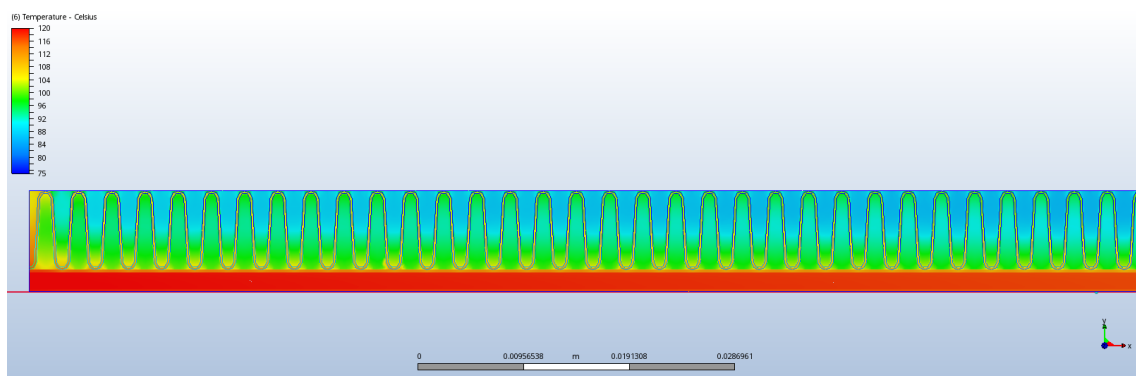


Figura 11.31 –Temperatura de tots els elements a la sortida. Banda esquerra.

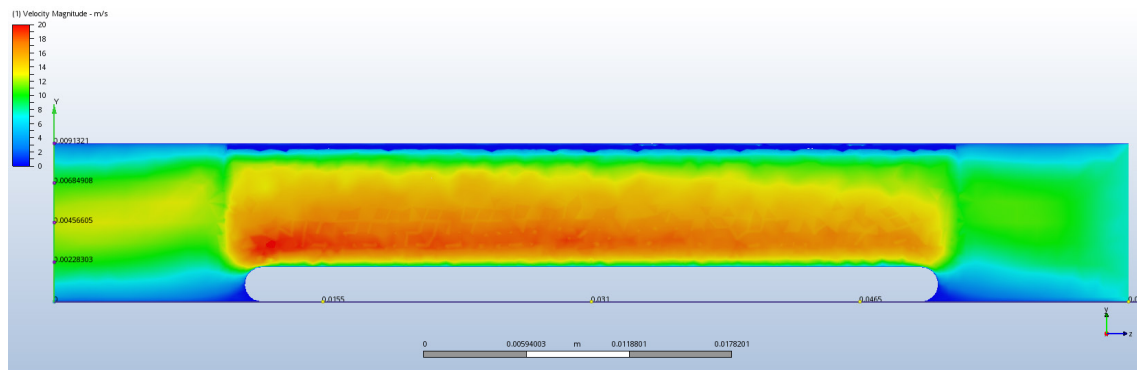


Figura 11.32 – 2a aleta. Distribució de velocitat de l'aire.

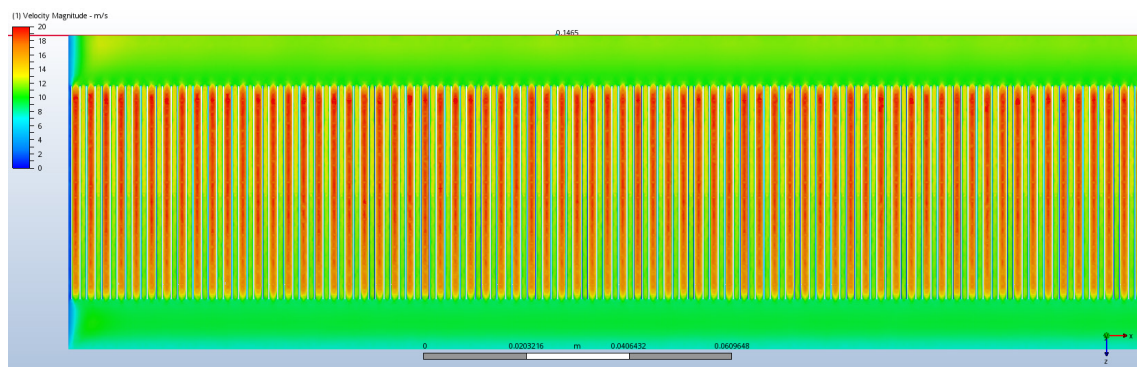


Figura 11.33 – Tall on la velocitat de l'aire és màxima.

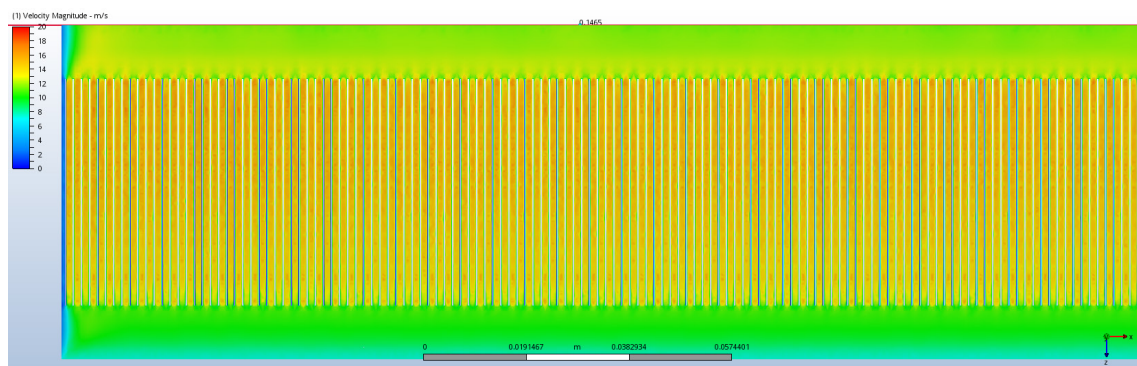


Figura 11.34 – Pla mig. Distribució de velocitat de l'aire.

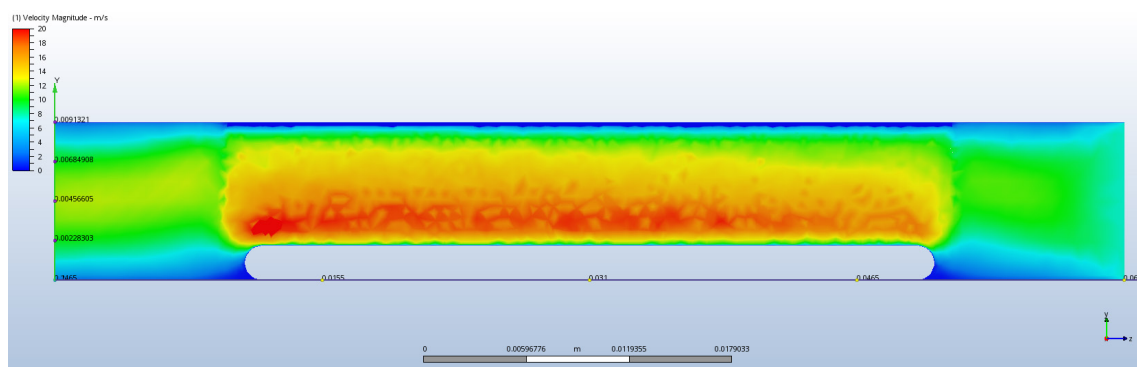


Figura 11.35 – Penúltima aleta. Distribució de velocitat de l'aire.

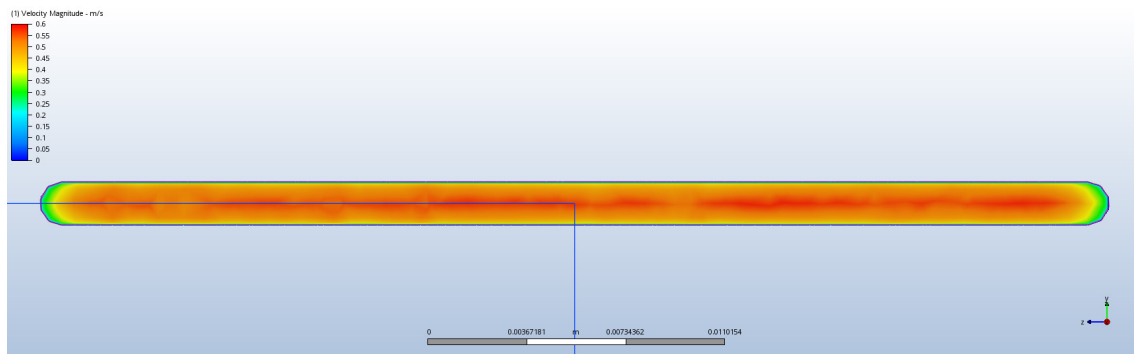


Figura 11.36 – Distribució de la velocitat del refrigerant a l'entrada.

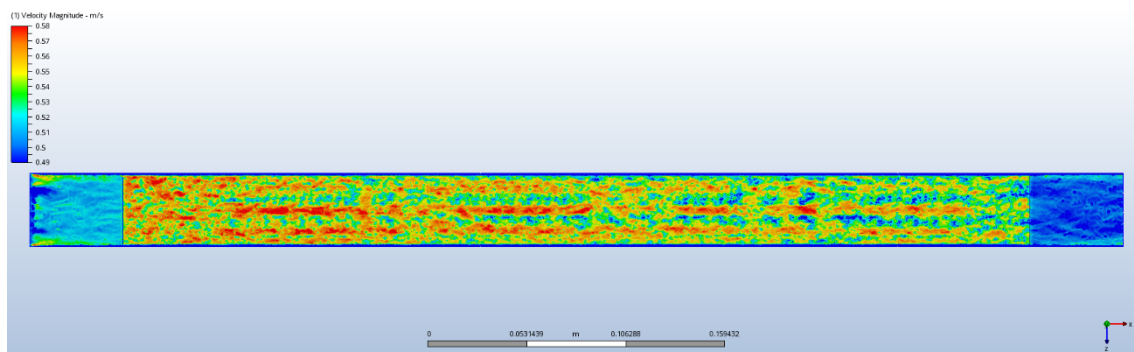


Figura 11.37 – Pla mig. Distribució de la velocitat del refrigerant.

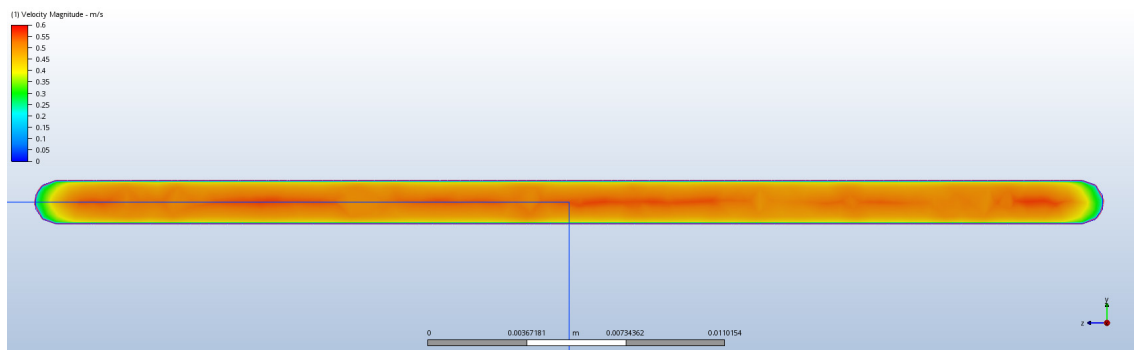


Figura 11.38 – Distribució de la velocitat del refrigerant a la sortida.

11.2 Simulació amb el refrigerant a l'entrada a 90°C

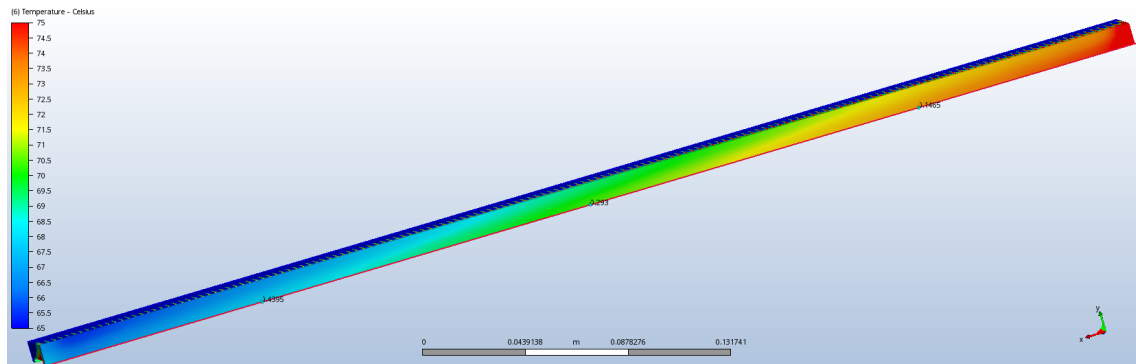


Figura 11.39 – Distribució de la temperatura de l'aire a la sortida

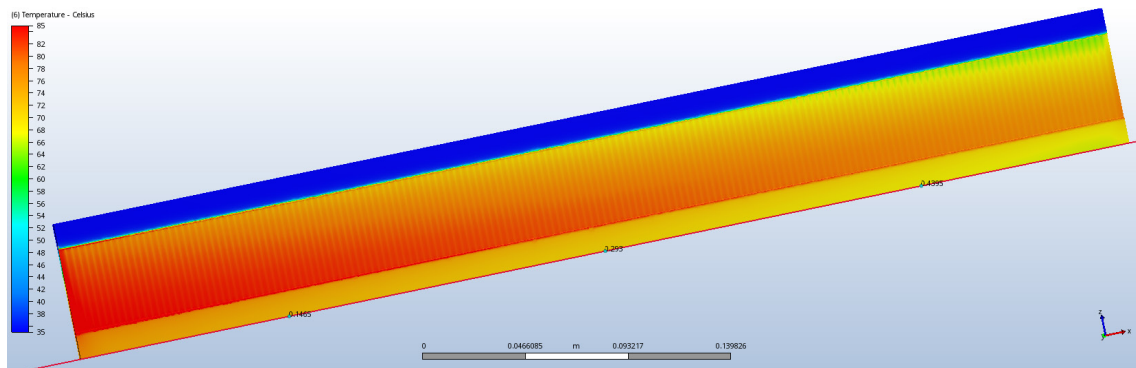


Figura 11.40 – Distribució de la temperatura de l'aire. Vista inferior

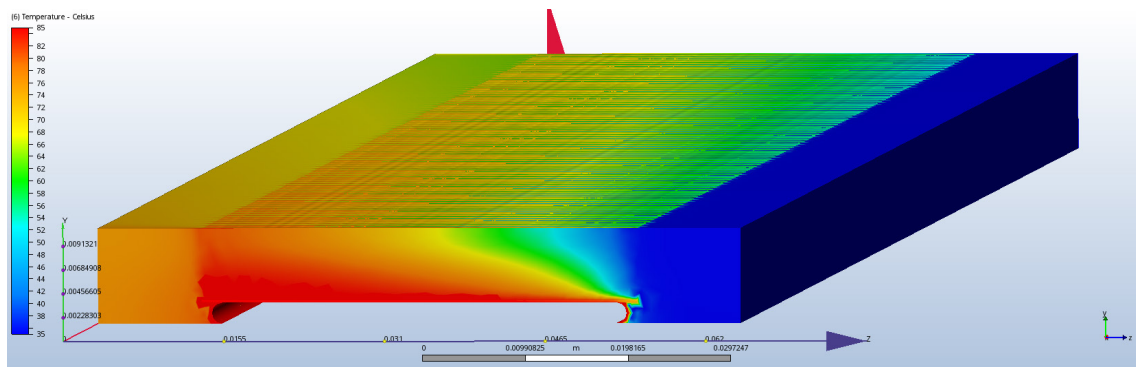


Figura 11.41 – Distribució de la temperatura de l'aire. Vista esquerra.

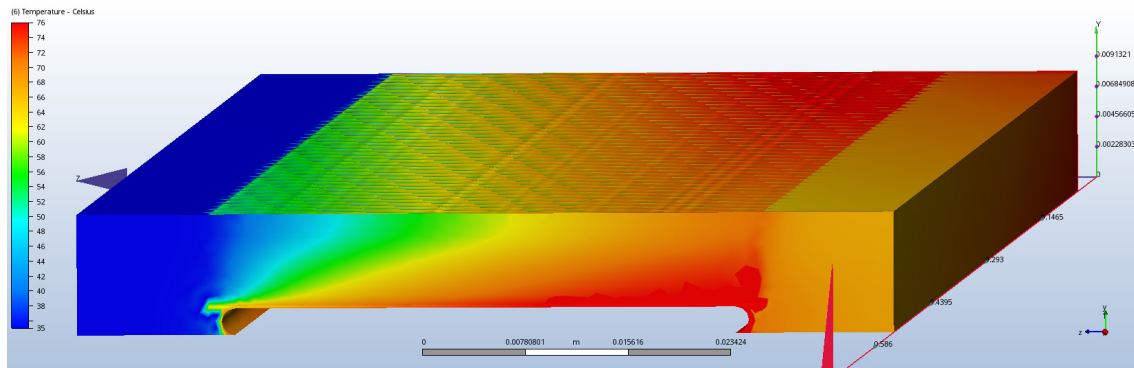


Figura 11.42 – Distribució de la temperatura de l'aire. Vista dreta.

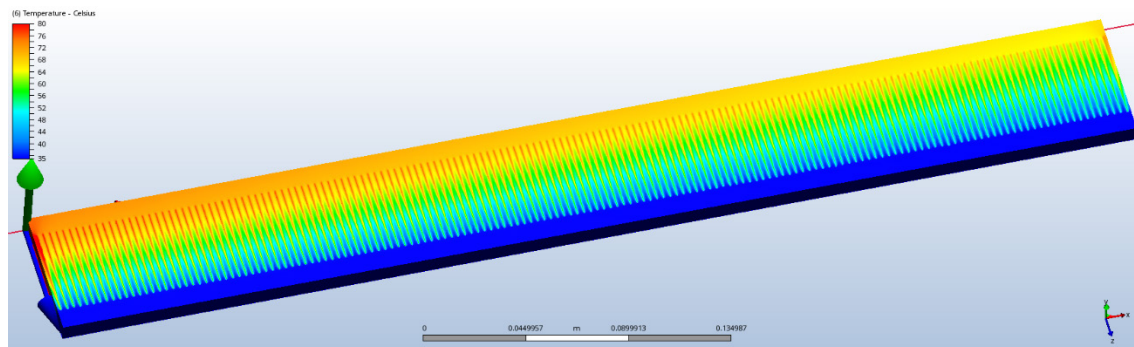


Figura 11.43 – Distribució de la temperatura de l'aire. Vista superior.

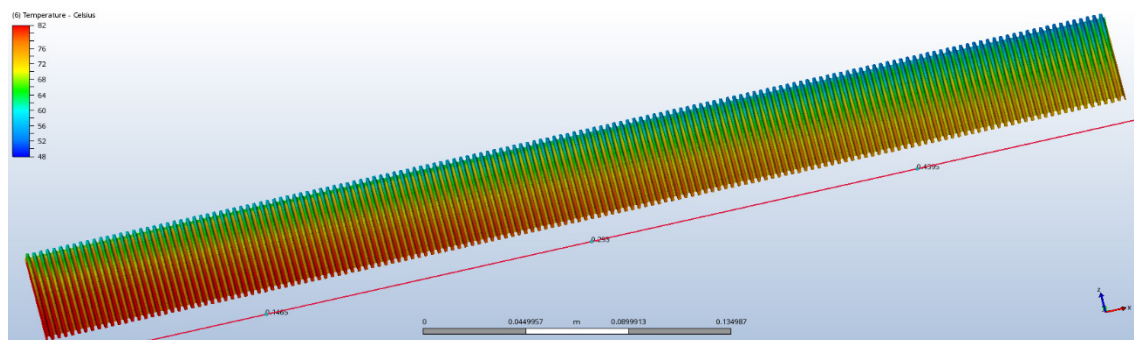


Figura 11.44 – Distribució de la temperatura de les aletes. Vista inferior.

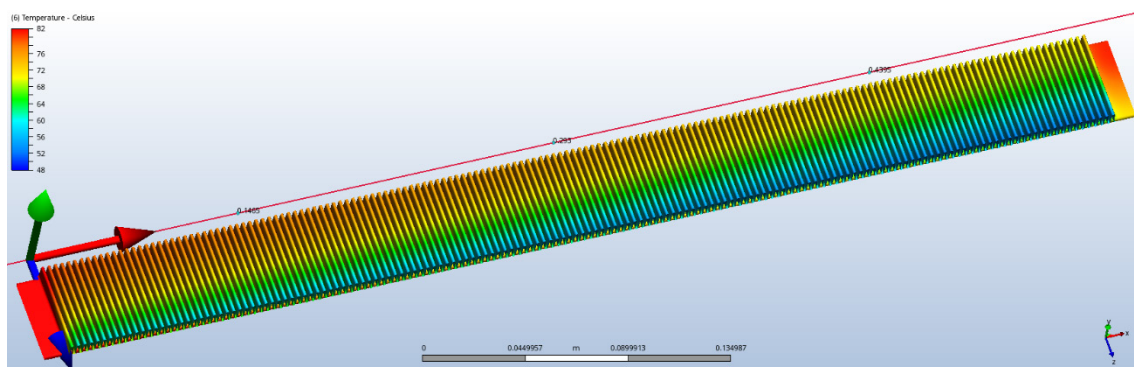


Figura 11.45 – Distribució de la temperatura de les aletes. Vista superior.

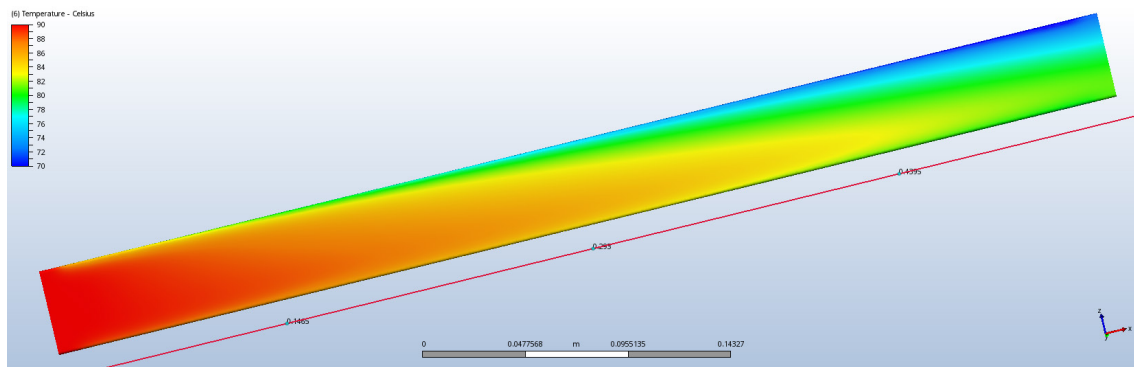


Figura 11.46 – Distribució de la temperatura del tub. Vista inferior.

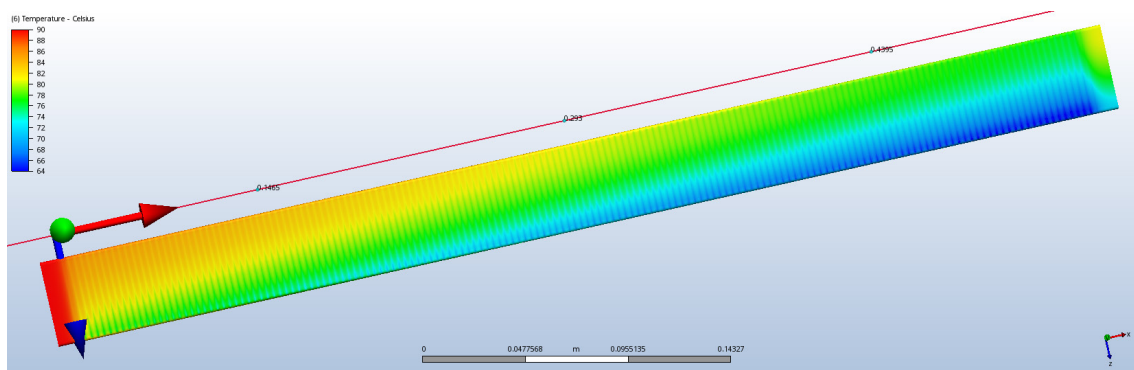


Figura 11.47 – Distribució de la temperatura del tub. Vista superior.

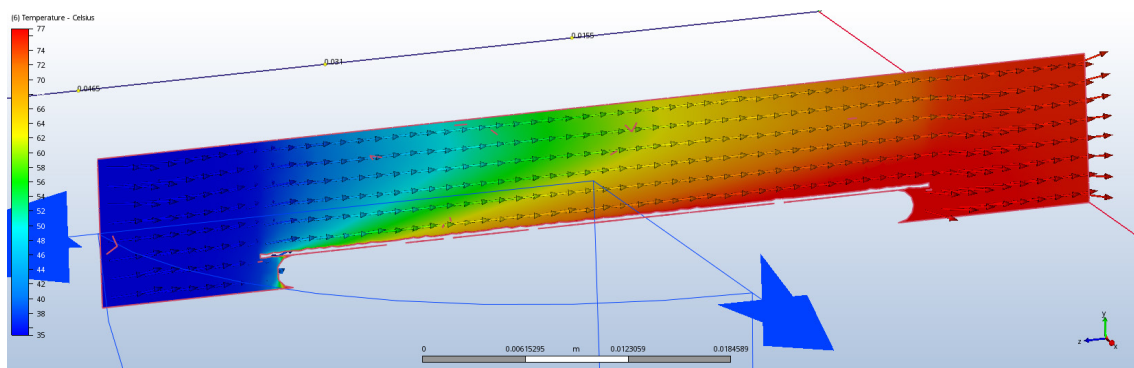


Figura 11.48 – 1a aleta. Distribució de temperatura amb vectors de velocitat.

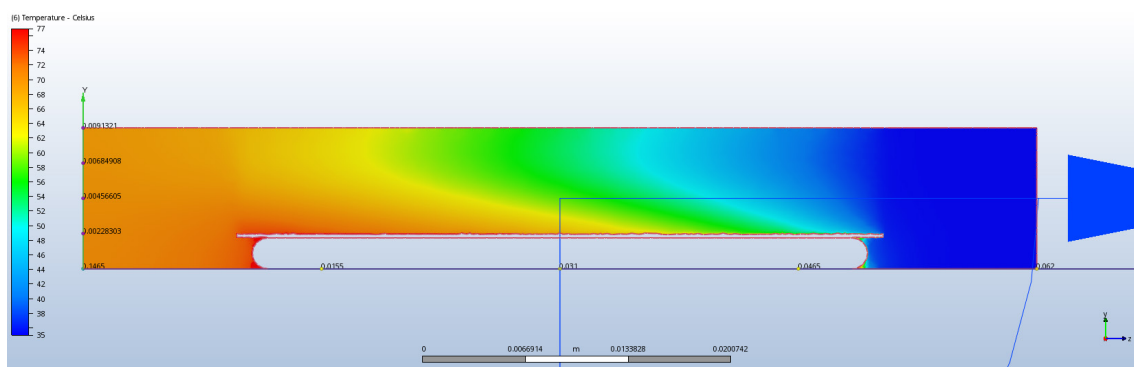


Figura 11.49 – Aleta central. Distribució de temperatura de l'aire.

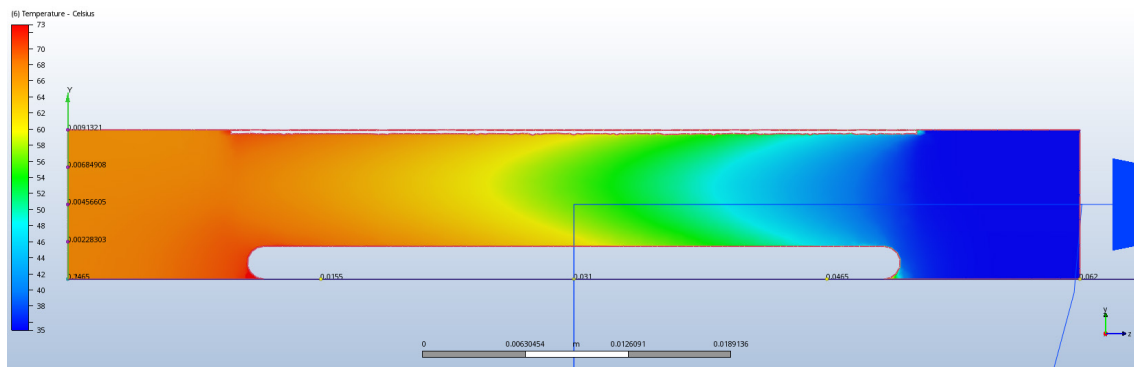


Figura 11.50 – Última aleta. Distribució de temperatura de l'aire.

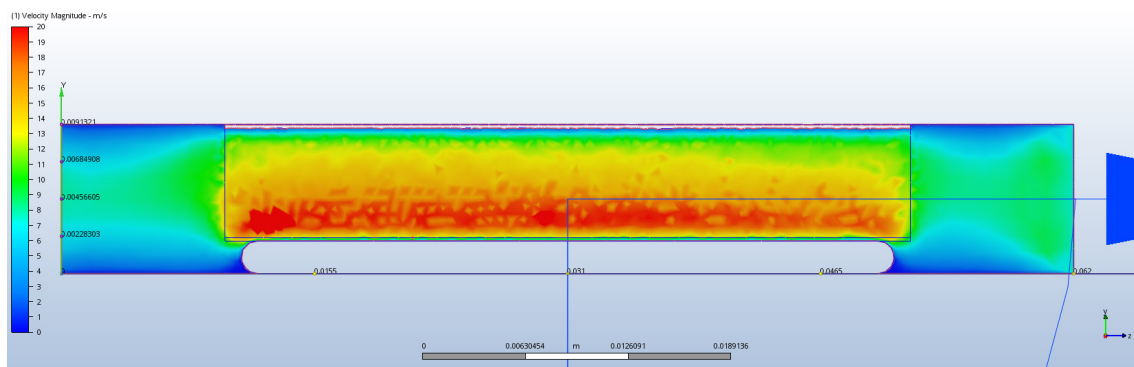


Figura 11.51 – Primera aleta. Distribució de velocitat de l'aire.

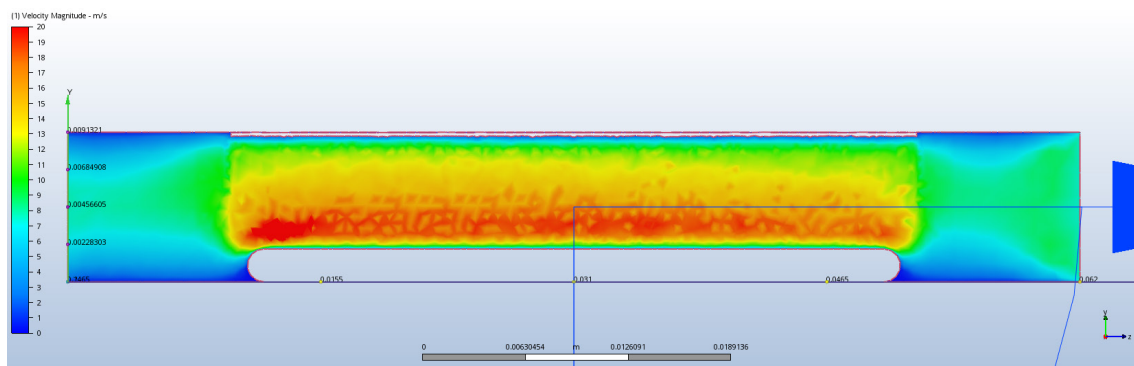


Figura 11.52 – Última aleta. Distribució de velocitat de l'aire.

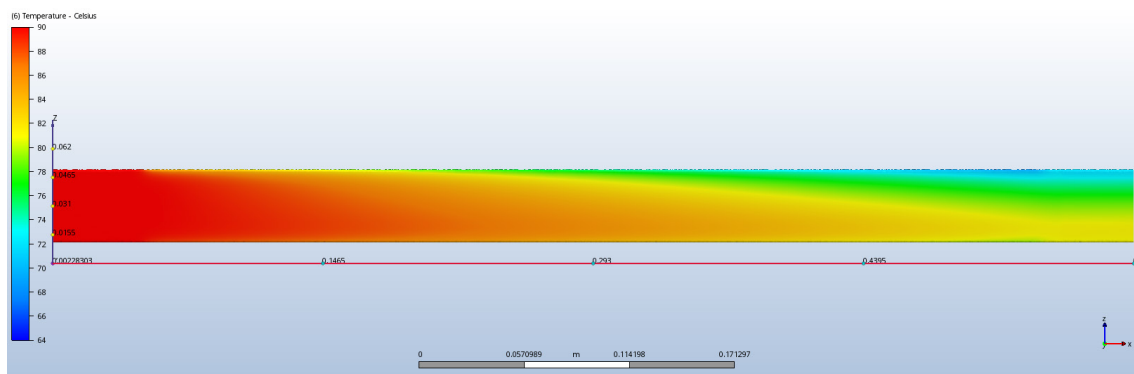


Figura 11.53 – Distribució de temperatura externa del refrigerant. Vista inferior.

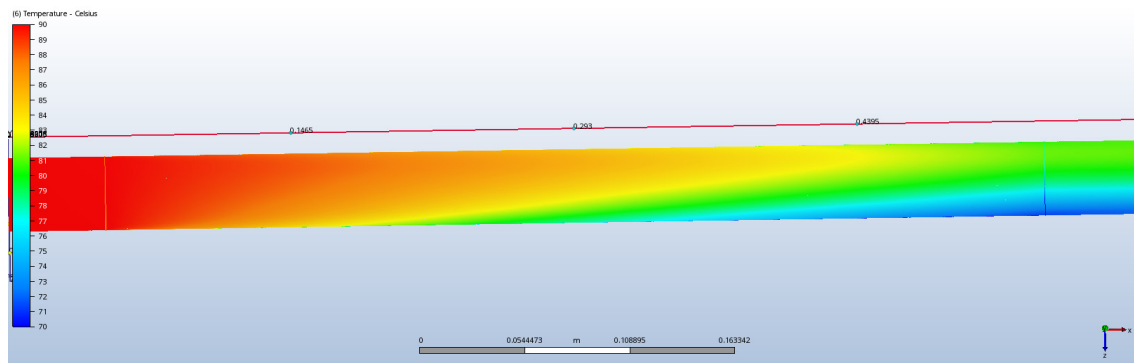


Figura 11.54 – Pla mig. Distribució de temperatura interna del refrigerant.

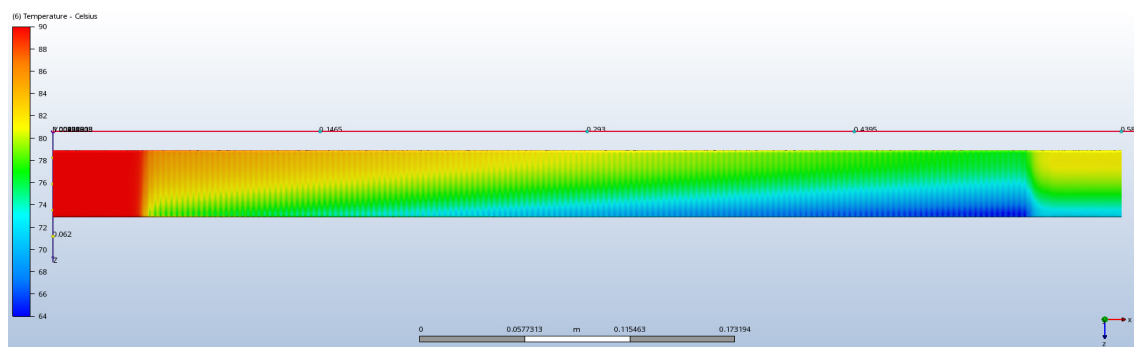


Figura 11.55 – Distribució de temperatura externa del refrigerant. Vista superior.

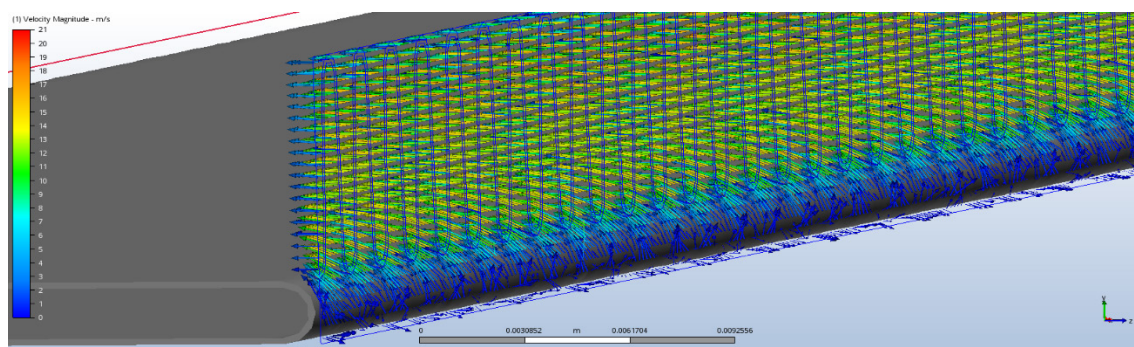


Figura 11.56 – Detall de l'entrada de l'aire amb vectors de velocitat

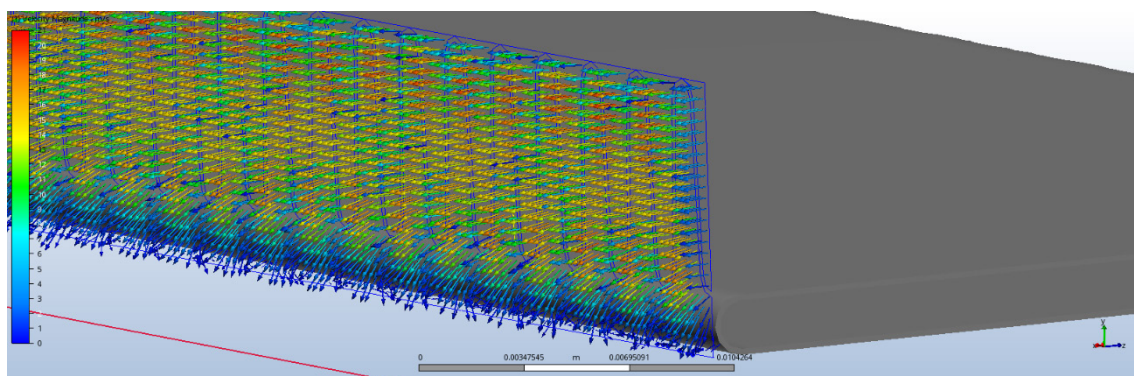


Figura 11.57 – Detall de la sortida de l'aire amb vectors de velocitat

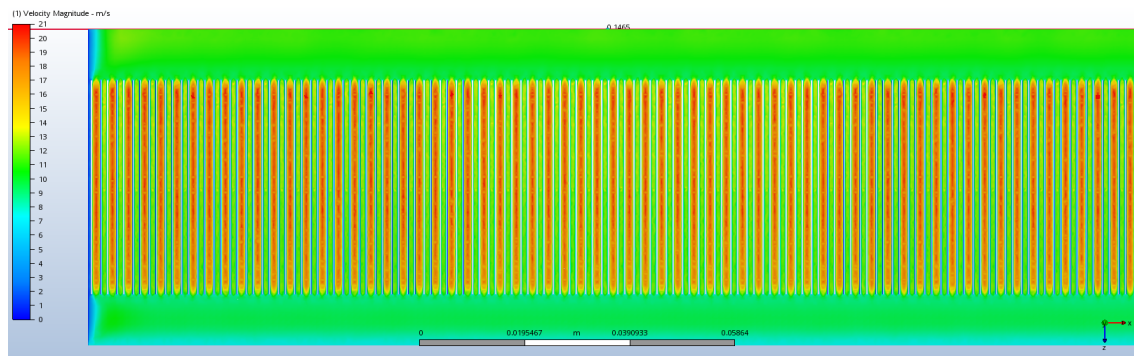


Figura 11.58 – Pla on la velocitat de l'aire és màxima.

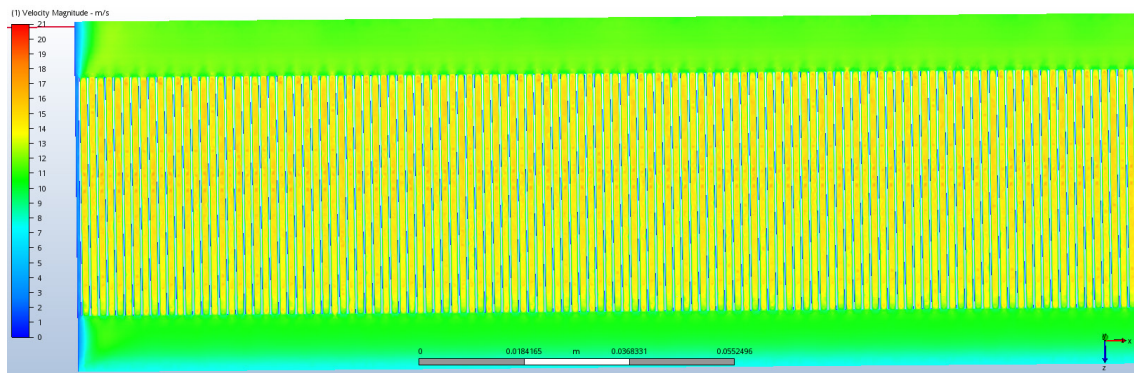


Figura 11.59 – Pla mig. Distribució de la velocitat de l'aire

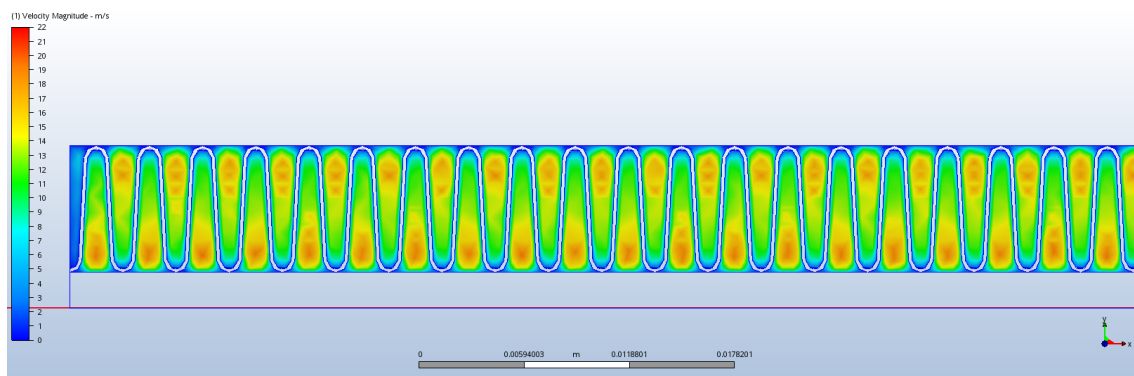


Figura 11.60 –Velocitat de l'aire a l'entrada de les aletes. Banda esquerra.

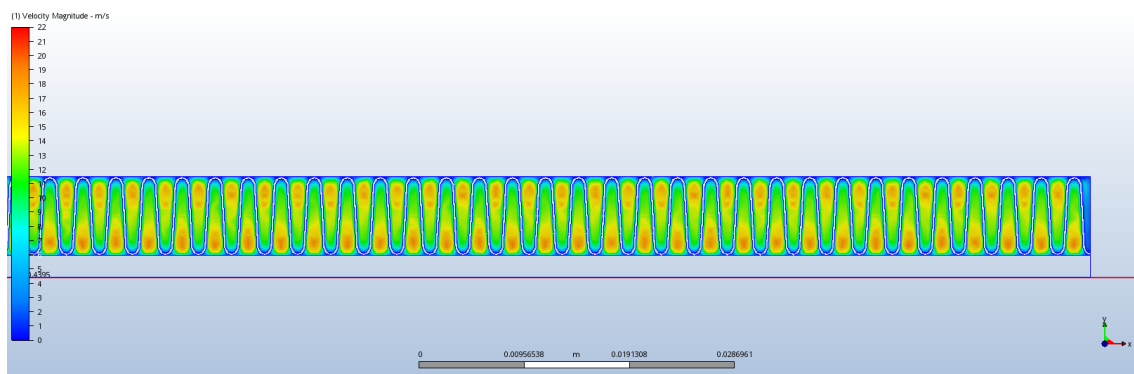


Figura 11.61 –Velocitat de l'aire a l'entrada de les aletes. Banda dreta.

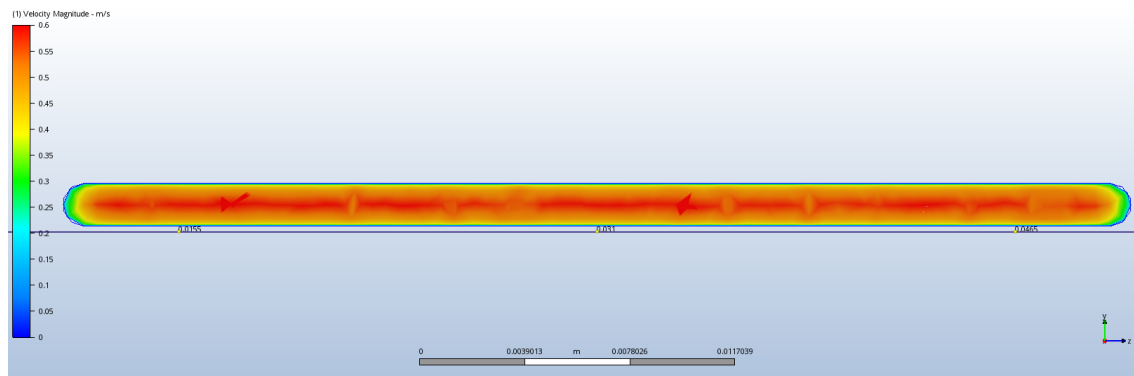


Figura 11.62 –Velocitat del refrigerant a l'entrada.

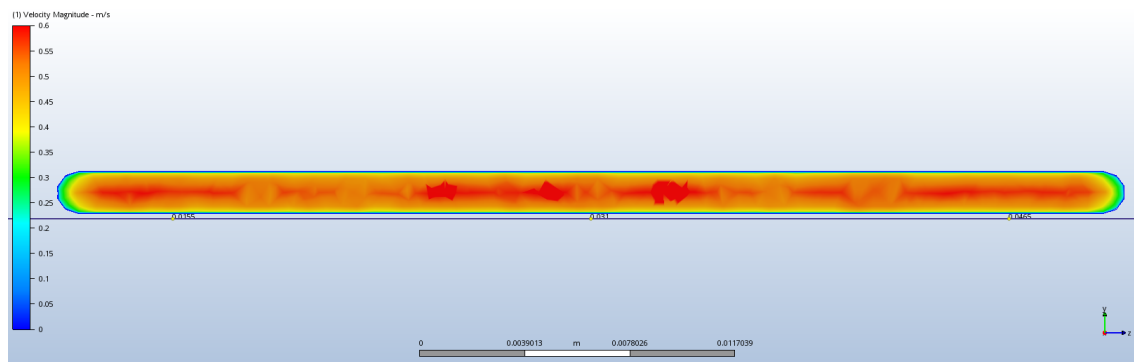


Figura 11.63 –Velocitat del refrigerant a la sortida.

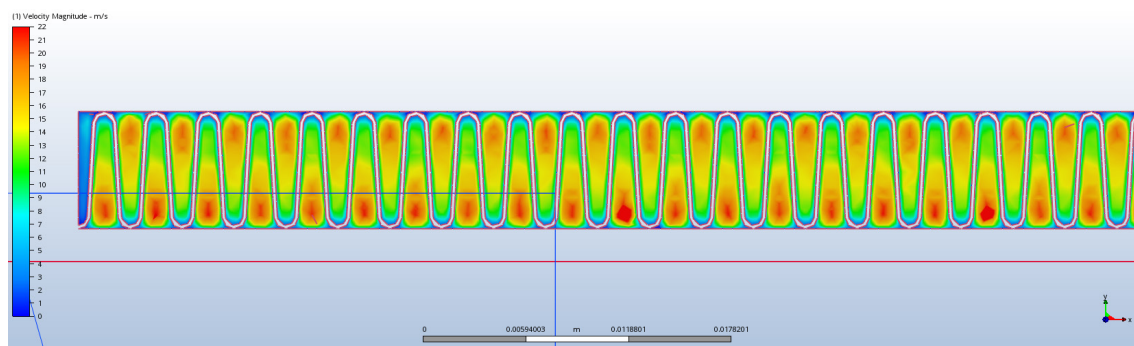


Figura 11.64 –Velocitat de l'aire a la sortida de les aletes. Banda esquerra.

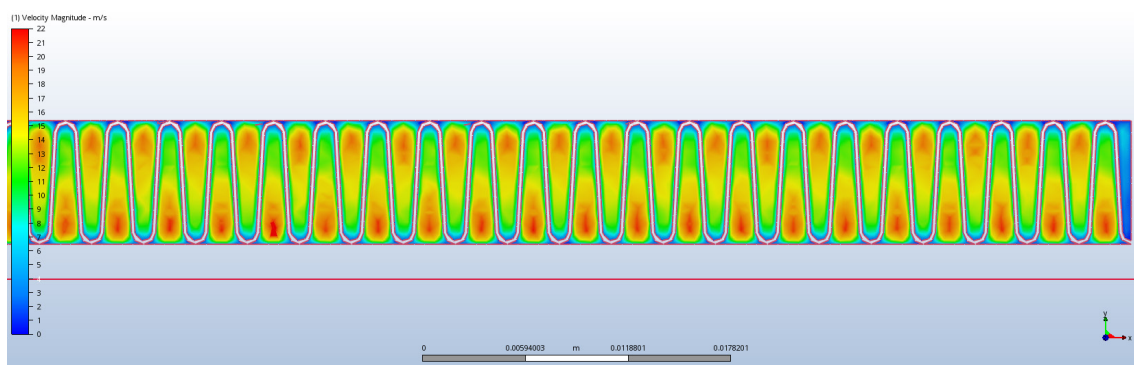


Figura 11.65 –Velocitat de l'aire a la sortida de les aletes. Banda dreta.

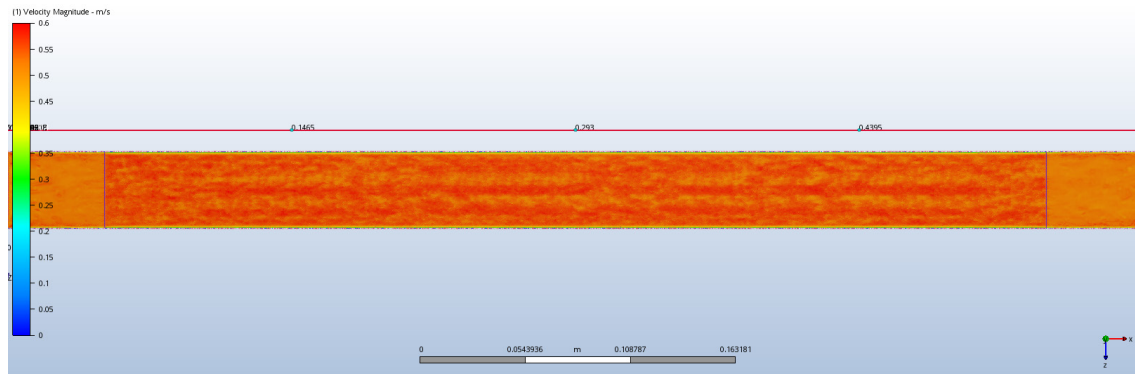


Figura 11.66 –Pla mig. Distribució de la velocitat del refrigerant.

11.2 Simulació: prototip de mida reduïda

Per tal de fer els ajustaments necessaris a la simulació es va utilitzar un model amb només 10 aletes i 3cm d'ample, ja que el càlcul durava a penes 5 minuts en finalitzar.

D'aquesta manera es va poder comprovar que els paràmetres introduïts eren correctes i es va poder procedir amb la simulació de mida real.

A continuació es mostren algunes imatges del prototip i dels resultats.

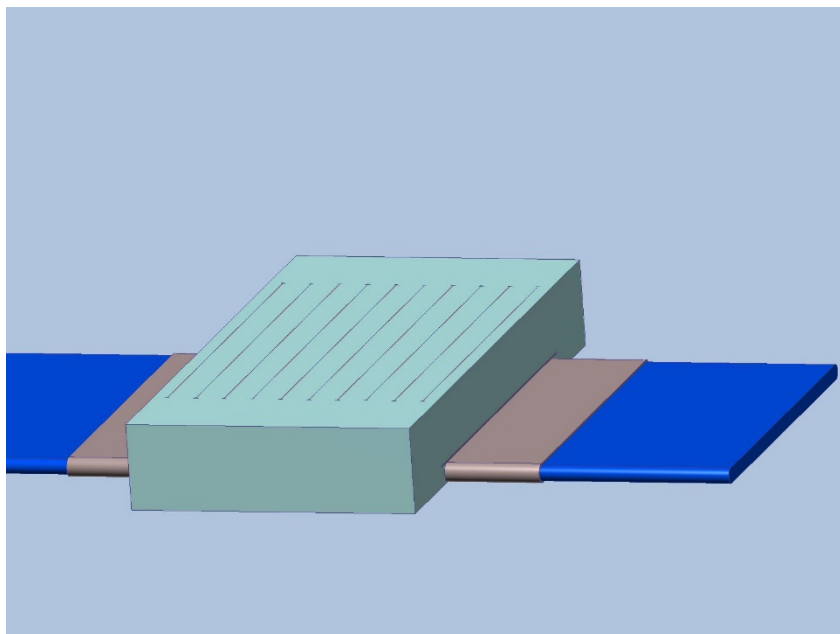


Figura 11.67 – Geometria i materials assignats al prototip.

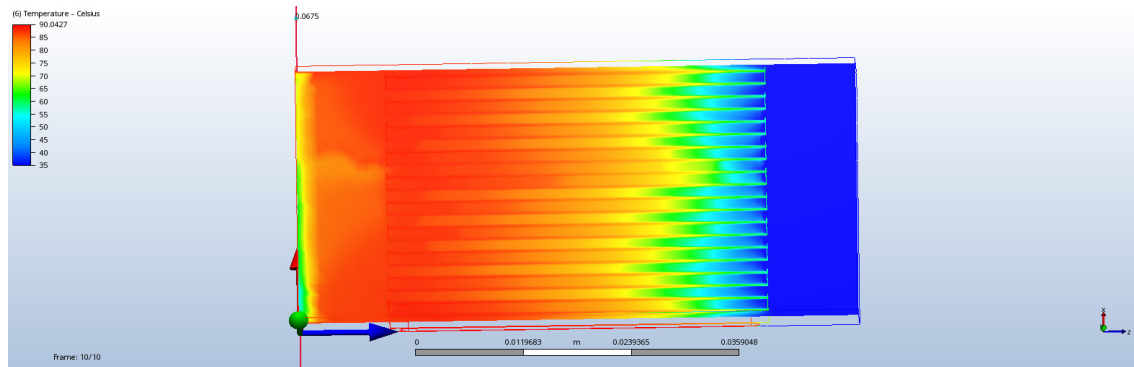


Figura 11.68 – Distribució de temperatura de l'aire.

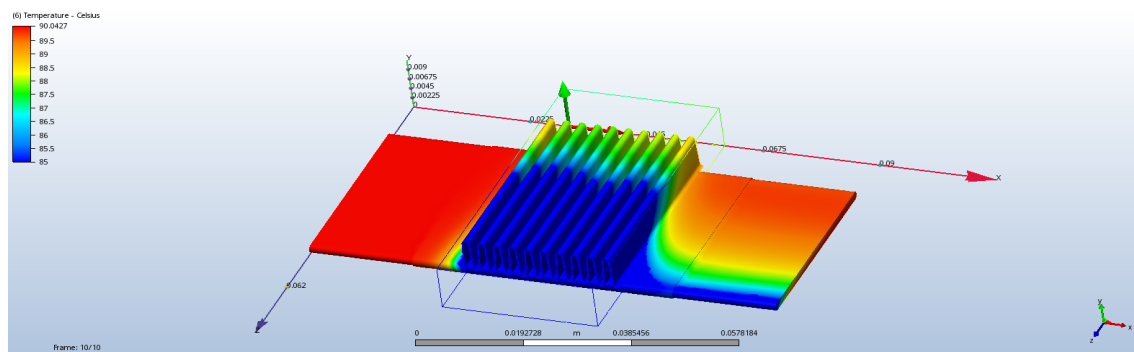


Figura 11.69 – Distribució de temperatura de l'alumini.

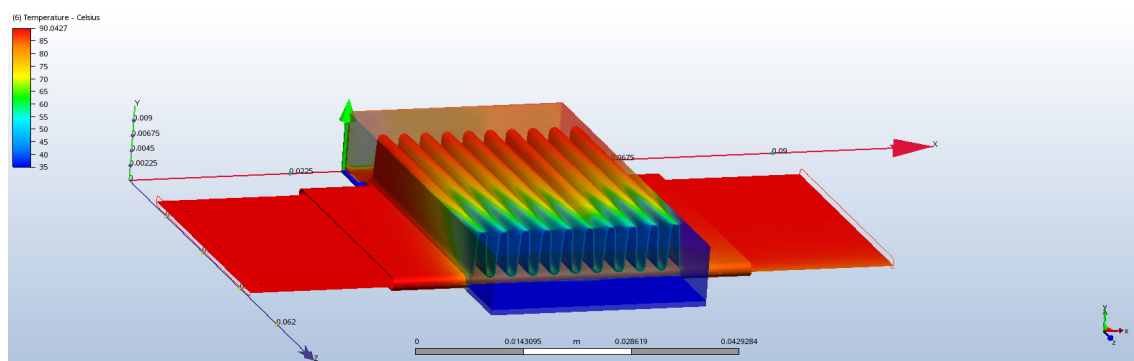


Figura 11.70 – Distribució de temperatures de l'alumini i l'aire.

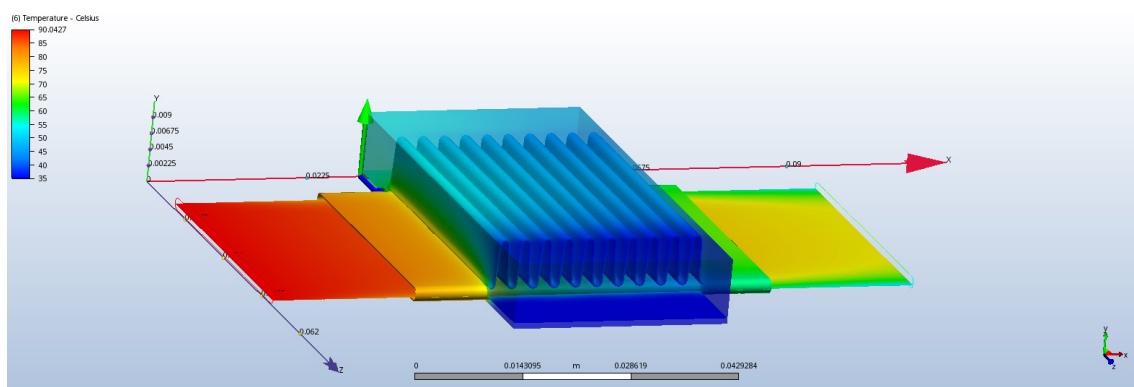


Figura 11.71 – Distribució de temperatures de l'alumini, l'aire i el refrigerant.